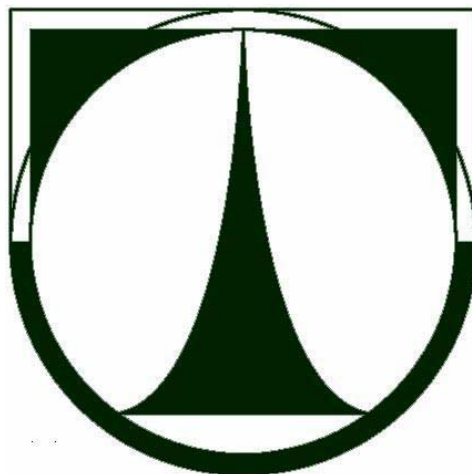


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



DIPLOMOVÁ PRÁCE

2011

Lukáš Vacek

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Studijní program: M2301 Strojní inženýrství
Obor: 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení
Zaměření: Kolové dopravní a manipulační stroje

Zdvih výložníku shazovacího vozu

Lifting boom off dropping machinery

DP-FS-KVM-626

Lukáš Vacek

Vedoucí práce: Doc. Dr. Ing. Pavel Němeček – TU v Liberci, KVM
Konzultant: Ing. Jakub Krása, Ph.D.; vedoucí projekce Praha – NOEN a.s.

Počet stran: 78

Počet příloh: 11

Počet výkresů: 12

Datum odevzdání: 27. 5. 2011

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci, 27. 5. 2011

Anotace

Předmětem diplomové práce „Zdvih výložníku shazovacího vozu“ je návrh pohonu zdvihu výložníkové části stroje prostřednictvím zdvihového vrátku s lanovým navíjecím bubnem. V první části je uveden základní popis stroje, jeho jednotlivé celky a základní technické parametry. Druhá část obsahuje vlastní návrh komponentů vrátku, který vychází ze zadaného zatížení vykládacího výložníku. Poslední část se zabývá pevnostními a kontrolními výpočty vybraných součástí navrženého systému zdvihového vrátku. Výsledkem této práce je navržení využitelného řešení zdvihového vrátku pro shazovací vůz, aby bylo možné vypracovat firmou NOEN, a.s. výrobní dokumentaci a následně tento systém využít na shazovacím voze SV 1800H/01.

Klíčová slova

Shazovací vůz, zdvihový vrátek, kladkostroj, kotoučová spojka,

Anotation

The thesis, entitled “Lifting boom off dropping machinery“ is propelled lifting boom design of the machine through the cylinder with rope winch reel. The first section provides a basic description of the machine, individual units and technical parameters. The second part contains design components of the winch, which is based on the given loading – unloading boom. The last section addresses strength calculations and inspection of selected components of the proposed mast winch. The result of this work is to propose a solution usable for dropping winch cylinder to be worked out by company NOEN, product documentation followed by possible usage on the dropping machinery 1800H/01.

Keywords

Dropping machinery, engine winch, pulley, clutch disc

Poděkování

Touto cestou si dovoluji poděkovat Doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi za vstřícný přístup, trpělivost, odborné vedení a cenné rady, které mi pomohly vytvořit tuto práci. Současně bych chtěl poděkovat i Ing. Jakubovi Krásovi, Ph.D., za jeho ochotnou pomoc a poskytování konzultací ohledně řešení návrhu zdvihového vrátku. V neposlední řadě si poděkování zaslouží i moje rodina, za podporu v průběhu celého studia a za trpělivost, kterou se mnou měla po dobu řešení této diplomové práce.

Obsah

Úvod	16
1 Shazovací vůz SV 1800H	17
1.1 Popis stroje	17
1.1.1 Základní technické parametry shazovacího vozu	18
1.1.2 Podvozek	19
1.1.3 Smyčková část (SMČ)	19
1.1.4 Otočná část	22
1.1.5 Výložník	23
1.1.6 Náběžný díl	23
1.1.7 Vybavení shazovacího vozu	24
1.2 Systém zdvihu výložníku	25
1.3 Silový rozbor kladkostroje	27
2 Výpočet a návrh zdvihového vrátku	28
2.1 Výpočet síly v laně pro výložník – statické zatížení	28
2.2 Rychlost vinutí lana	30
2.3 Návrh hnacího ústrojí zdvihového vrátku	32
2.3.1 Návrh elektromotoru	32
2.3.2 Návrh převodovky	33
2.3.3 Parametry vybraného hnacího agregátu a převodové skříně	38
2.4 Dynamická složka síly zatížení vrátku	40
2.5 Návrh spojky za motorem	42
2.6 Návrh hřídele lanového bubnu	45
2.7 Návrh spojky za převodovkou	48
2.8 Brzda pohonu vrátku	51
3 Pevnostní kontrola	53
3.1 Kontrola pevnostních šroubů třecí spojky	53
3.2 Kontrola dovoleného tlaku na třecí ploše spojky	54
3.3 Kontrola pera hřídele lanového bubnu	55
3.4 Základní výpočet trvanlivosti ložiska	57
3.5 Simulace zatížení hřídele bubnu	60
Závěr	63

Seznam ilustrací

Obr. 1.1a: Shazovací vůz SV 1800H/01	17
Obr. 1.1b: Housenicový podvozek	19
Obr. 1.1c: Smyčková část	19
Obr. 1.1d: Otočná část	22
Obr. 1.1e: Vykládací výložník	23
Obr. 1.1f: Náběžný díl	23
Obr. 1.2a: Uspořádání zdvihového vrátku	25
Obr. 1.2b: Schéma provedení lanového kladkostroje	26
Obr. 1.2c: Schéma zdvihu výložníku shazovacího vozu SV 1800H	26
Obr. 1.3a: Silové zatížení jednotlivých kladek zdvihu výložníku	27
Obr. 2.1a: Statické zatížení vykládacího výložníku	28
Obr. 2.2a: Určení rychlosti odvíjení lana na výložníku	31
Obr. 2.3a: Elektromotor SIEMENS	38
Obr. 2.3b: Čelní převodovka SEW EURODRIVE	39
Obr. 2.4a: Schéma silového zatížení lanových bubnů	41
Obr. 2.5a: Spojka REXNORD OMEGA	44
Obr. 2.6a: Poloha lanových bubnů	46
Obr. 2.6b: Uložení a silové zatížení hřídele lanového bubnu	47
Obr. 2.7a: Hlavní rozměry třecí kotoučové spojky	49
Obr. 2.7b: Třecí kotoučová spojka	51
Obr. 3.4a: Složky síly působící na buben v krajní poloze lana	57
Obr. 3.5a: Schema zatížení hřídele pro simulaci	60
Obr. 3.5b: Rozložení napětí na hřídeli	61
Obr. 3.5c: Zkroucení hřídele	61
Obr. 3.5d: Průhyb hřídele	62

Seznam tabulek

Tab. 2.1A: Stavy zatížení výložníku	29
Tab. 2.1B: Celková síla v zavěšení výložníku pro jednotlivé provozní stavy stroje.....	30
Tab. 2.3A: Typy vyhovujících motorů SIEMENS s vysokou účinností (ozn. 1LG6)	33
Tab. 2.3B: Minimální poměr roztečného průměru bubnu k jmenovitému průměru lana....	34
Tab. 2.3C: Návrh převodovky – vypočítané hodnoty dle katalogu SEW	36

Seznam použitých zkratk, značek a symbolů

Symbol	Název	Jednotka
B_L	šířka ložiska lanového bubnu	[mm]
b_P	šířka navrženého pera na hřídeli lanového bubnu	[mm]
C_r	dynamická únosnost ložiska	[N]
D_B	roztečný průměr lanového bubnu	[mm]
d_H	minimální průměr hřídele lanového bubnu	[mm]
D_{KS}	šířka otvoru stranového montážního klíče matice	[mm]
d_L	vnitřní průměr ložiska hřídele lanového bubnu	[mm]
D_L	vnější průměr ložiska hřídele lanového bubnu	[mm]
D_M	průměr hřídele motoru	[m]
D_{OS}	průměr otvoru pro šroub třecí spojky	[mm]
D_{P1}	průměr vstupního hřídele převodovky	[m]
D_{P2}	průměr výstupního hřídele převodovky	[m]
DPD	dálková pasová doprava	
D_{PS}	střední průměr stykové plochy matice a podložky	[mm]
d_{S1}	připojovací průměr hřídele lanového bubnu na třecí spojku	[mm]
d_{S2}	připojovací průměr výstup. hřídele převodovky na třecí spojku	[mm]
D_{ST}	vnější průměr třecí plochy spojky	[mm]
d_{ST}	vnitřní průměr třecí plochy spojky	[mm]
d_{Z2}	střední průměr závitu šroubu na třecí spojce	[mm]
d_{Z3}	průměr jádra závitu šroubu na třecí spojce	[mm]
e	součinitel zatížení ložiska	[–]
F_F	součinitel zatížení převodovky	[–]
F_L	celková síla působící na lanový buben	[N]
F_{La}	axiální složka síly působící na lanový buben	[N]
F_{LC}	celková síla působící na výložník	[N]
F_{LD}	dynamická síla působící na lanový buben	[N]
F_{LDC}	dynamická síla působící na výložník	[N]
F_{LP}	celková síla působící na lanový buben v provozním stavu při jednostranném zatížení	[N]
F_{Lr}	radiální složka síly působící na lanový buben	[N]
F_{Lr1}, F_{Lr2}	radiální reakce působící v ložiskách uložení hřídele bubnu	[N]
F_{LS}	statická síla působící na lanový buben	[N]

F_{LSC}	statická síla působící na výložník	[N]
F_{LSC}'	statická síla v zavěšení nezatíženého výložníku	[N]
F_{LSP}	statická složka síly působící na lanový buben v provozním stavu při jednostranném zavěšení výložníku	[N]
F_{OD}	dovolená osová síla šroubu	[N]
F_Q	síla předpětí šroubového spoje	[N]
f_s	součinitel tření spojky	[-]
F_{Smin}	provozní součinitel převodovky	[-]
F_{start}	spouštěcí součinitel převodovky	[-]
f_Z	součinitel tření mezi plochami závitu šroubu a matice	[-]
g	konstanta tíhového zrychlení ($g = 9,81$)	[m s ⁻²]
h_p	výška navrženého pera na hřídeli lanového bubnu	[mm]
i_F	silový převodový poměr kladkostroje	[-]
i_p	celkový převodový poměr převodovky	[-]
i_{PS}	počet per použitých na hřídeli lanového bubnu	[mm]
i_s	počet šroubových spojů na třecí spojce	[-]
i_v	kinematický převodový poměr kladkostroje	[-]
J_b	moment setrvačnosti brzdového bubnu	[kg m ²]
J_M	moment setrvačnosti motoru	[kg m ²]
J_{S1}	moment setrvačnosti spojky za motorem	[kg m ²]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
k_w	součinitel bezpečnosti přenosu momentu třecí spojky	[-]
L	základní trvanlivost ložiska	[10 ⁶ ot]
L_h	životnost ložiska	[h]
l_p	délka navrženého pera na hřídeli lanového bubnu	[mm]
M_b	brzdový moment	[Nm]
M_C	celkový klopný moment v daném provozním stavu	[Nm]
M_i	klopný moment vyvolaný daným zatížením výložníku	[Nm]
m_i	hmotnost dílčího zatížení výložníku	[kg]
M_{K2D}	dovolená hodnota krouticího momentu převodovky	[Nm]
M_{KB}	krouticí moment na hřídeli lanového bubnu	[Nm]
M_{KP2}	krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky	[Nm]
M_{KP2max}	maximální hodnota krouticího momentu převodovky	[Nm]
$M_{KP2pož}$	požadovaný krouticí moment na výstupu převodovky	[Nm]
M_M	krouticí moment motoru	[Nm]
M_{NP2}	jmenovitý krouticí moment převodovky (výstupní)	[Nm]

M_{NS1}	jmenovitá hodnota krouticího momentu spojky 1	[Nm]
M_{omax}	maximální ohybový moment působící na hřídel bubnu	[Nm]
M_{red}	redukovaný ohybový moment	[Nm]
M_{S1}	hodnota přenášeného krouticího momentu na spojce 1	[Nm]
M_{TS}	třecí moment spojky	[Nm]
M_U	utahovací moment šroubového spoje	[Nm]
M_{UD}	dovolený utahovací moment šroubu na třecí spojce	[Nm]
m_V	hmotnost samostatného výložníku	[kg]
M_{ZU}	odporový moment v závitu šroubu	[Nm]
n_B	otáčky hřídele lanového bubnu	[min ⁻¹]
n_M	jmenovité otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
n_P	počet otáček brzdného bubnu pro zastavení	[-]
n_{P1}	otáčky vstupního hřídele převodovky	[min ⁻¹]
n_{P2}	otáčky výstupního hřídele převodovky	[min ⁻¹]
$n_{P2pož}$	požadované otáčky výstupního hřídele převodovky	[min ⁻¹]
OK	ocelová konstrukce	
p	exponent typu ložiska	[-]
P_C	celkový výkon pro zvednutí výložníku	[W]
P_h	stoupání závitu šroubu na třecí spojce	[mm]
P_L	výkon pro zvednutí na jedné větvi kladkostroje	[W]
P_L	ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
P_M	výkon hnacího agregátu (elektromotoru)	[W]
P_{NP1}	jmenovitý výkon převodovky (vstupní)	[W]
p_P	tlak působící na pero hřídele bubnu	[MPa]
P_{P1}	výkon na vstupním hřídeli převodovky	[W]
P_{P2}	výkon na výstupním hřídeli převodovky	[W]
p_{PD}	dovolený tlak působící na pero hřídele bubnu	[MPa]
p_S	tlak ve stykové ploše kotoučů třecí spojky	[MPa]
p_{SD}	dovolená hodnota tlaku mezi kotouči třecí spojky	[MPa]
R_{0S}	poloměr roztečné kružnice šroubových spojů na spojce	[mm]
R_e	mez kluzu vybraného materiálu hřídele	[MPa]
r_i	rameno působení dílčího zatížení výložníku	[mm]
r_T	rameno působení tíhy výložníku od otočného uložení	[mm]
SF	provozní součinitel spojky za motorem	[-]
SMČ	smyčková část shazovacího vozu	
SR	skrývkový řez	

S_t	teplotní součinitel spojky za motorem	[–]
SV	shazovací vůz	
t_b	brzdňý čas pro zastavení	[s]
T_V	poloha těžiště samostatného výložníku	
v_A	rychlost pohybu špičky výložníku	[m s ⁻¹]
v_B	rychlost pohybu výložníku v místě zavěšení	[m s ⁻¹]
v_L	rychlost navíjení lana na lanový buben	[m s ⁻¹]
v_{LV}	rychlost pohybu lana na výložníku	[m s ⁻¹]
x_B	šířka lanového bubnu	[mm]
x_H	délka hřídele lanového bubnu	[m]
x_K	vzdálenost převáděcí kladky od osy lanového bubnu	[mm]
x_L	vzdálenost ložisek na lanovém bubnu	[m]
x_{LV}, y_{LV}	souřadnice působení lana vzhledem k uložení výložníku	[mm]
x_{SV}	vzdálenost špičky výložníku vzhledem k jeho uložení	[mm]
Y_1, Y_2	koeficienty axiálního zatížení ložiska	[–]
y_K	vzdálenost převáděcí kladky od středové osy otočné části	[mm]
α_B	opravný součinitel	[–]
α_L	úhel náběhu lana na lanový buben	[°]
α_V	úhel působení lana na výložník v podélné rovině	[°]
γ_Z	úhel stoupání šroubovice závitu	[°]
η_P	mechanická účinnost převodovky	[–]
$\sigma_{e\dot{S}}$	ekvivalentní napětí působící na šroub třecí spojky	[MPa]
σ_{oD}	dovolené ohybové napětí materiálu hřídele bubnu	[MPa]
σ_{red}	redukované ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{tD\dot{S}}$	dovolené tahové napětí pro materiál šroubu třecí spojky	[MPa]
$\sigma_{t\dot{S}}$	tahové napětí v nosném průřezu šroubu na třecí spojce	[MPa]
$\tau_{k\dot{S}}$	napětí v krutu v nosném průřezu šroubu na třecí spojce	[MPa]
τ_P	smykové napětí působící na pero hřídele bubnu	[MPa]
τ_{PD}	dovolené smykové napětí materiálu pera hřídele bubnu	[MPa]
φ_b	úhlová brzdňá dráha	[rad]
φ_Z'	třecí úhel závitu	[°]
ω_m	úhlová rychlost hřídele motoru	[rad s ⁻¹]

Úvod

Se zvyšující se spotřebou elektrické energie jsou v severočeské oblasti rekonstruovány hnědouhelné elektrárny. Jejich nově instalované výkony vyžadují větší spotřebu hnědého uhlí, které je hlavní surovinou pro výrobu elektrické energie v rámci celé České republiky. V návaznosti na tuto skutečnost je potřeba zvýšit produkci těžby hnědého uhlí v severočeské pánvi. Firma NOEN, a. s., na základě jejíž podkladů je tato diplomové práce zpracována, je hlavním projektantem pro výrobu vysokovýkonného kolesového rypadla pro Doly Bílina, a. s.

Firma NOEN, a. s. navrhuje shazovací vůz SV 1800H/01 popisovaný v této práci, který je určen pro předávání materiálu skřívky a je ve vazbě s novým skřívkovým kolesovým rypadlem KK1300.

Primárním cílem této práce je navrhnout pro shazovací vůz SV 1800H/01 zdvihový lanový vrátek, který bude sloužit ke změně sklonu vykládacího výložníku a k jeho přizpůsobení předávky materiálu skřívky na zakladač.

První kapitola této práce je věnována popisu shazovacího vozu SV 1800H/01 a vymezení hlavních parametrů. Je zde popsán také systém lanového zdvihu pomocí kladkostroje.

Ve druhé kapitole je konstrukční návrh jednotlivých komponentů zdvihového lanového vrátku s navíjecím bubnem, převodovkou, spojkou a typem brzdy pohonu. Kapitola obsahuje také provozní stavy s ohledem na zatížení výložníku, na jehož základě je určena síla působící na lanový buben zdvihového vrátku.

Obsahem poslední kapitoly jsou kontrolní výpočty vybraných komponentů vrátku, jedná se o kontrolu třecí kotoučové spojky, stanovení životnosti ložisek a analýzu zatížení hřídele lanového bubnu.

1 Shazovací vůz SV 1800H

1.1 Popis stroje



Obr. 1.1a: Shazovací vůz SV 1800H/01

Shazovací vůz SV 1800H/01 (obr.1.1a, příloha A) je určen k předávání dopravovaného materiálu skřívky z pásového dopravníku na zakladač. Je součástí příslušenství dálkové pasové dopravy šířky 1800 mm. Běžné nasazení shazovacího vozu je ke směřování dopravy materiálu skřívky v systému pásové dopravy. Účelem nové stavby shazovacího vozu je doplnění výstavby technologické linky DPD (dálkové pasové dopravy) pro 2.SŘ DB (skrývkový řez Doly Bílina) ve vazbě na provoz nového rypadla KK 1300 (kolesové skrývkové rypadlo). Shazovací vůz patří do skupiny pomocných transportních zařízení pro předávání dopravovaného materiálu z dopravníku pasové dopravy na zakladač.

Skládá se z těchto hlavních celků:

- a) Podvozky
- b) Smyčková část
- c) Otočná část

- d) Výložník
- e) Náběžná část
- f) Příslušenství

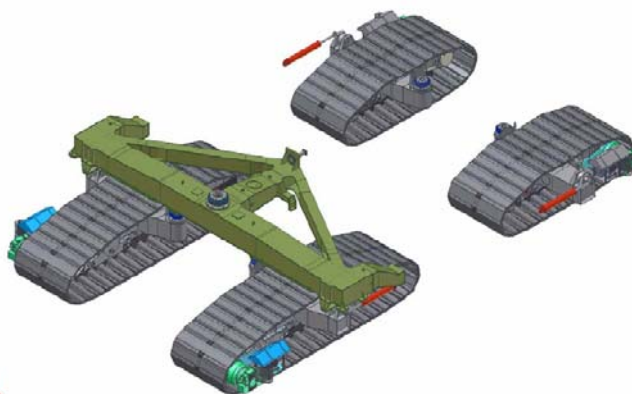
Všechny hlavní celky jsou vzájemně smontovány, propojeny jednotlivými typy instalací a tvoří dohromady jeden funkční celek – shazovací vůz.

1.1.1 Základní technické parametry shazovacího vozu

Šířka pásu DPD	1800 mm	
Rychlost pásu DPD	5,2 m.s ⁻¹	
Sypná hmotnost dopravovaného materiálu	1,7 t.m ⁻³	
Velikost zrna dopravovaného materiálu dle ČSN 263401	600 mm	
Teoretické dopravované množství pro DPD š 1800 mm	9000 t.h ⁻¹	
Šířka pásu výložníku	2000 mm	
Rychlost pásu výložníku	3,45 m.s ⁻¹	
Výkon pohonu pásu výložníku	2x250 kW	
Max. osová vzdálenost vynášecího bubnu od středu otoče	12500 mm	
Šířka housenicového pásu	3200 mm	
Rychlost pojezdu	0,11 m.s ⁻¹	
Min. poloměr zatáčení	64 m	
Výkon pohonu housenic podvozku	4 x 55 kW	
Stoupání terénu ve směru podélné osy DPD při provozu	1:20	
Stoupání terénu ve směru příčné osy DPD	1:28	
Střední měrný tlak na terén	při provozu	0,07 MPa
	při transportu	0,065 MPa
Celková hmotnost shazovacího vozu	606 000 kg	
Celkový instalovaný výkon	800 kW	
Maximální natočení výložníku	± 100°	
Sklon výložníku	+13°, -3°	
Sklon náběžné části	+11°, 3°	

1.1.2 Podvozek

Shazovací vůz má celkem čtyři kusy housenicových podvozků (obr. 1.1b), dva delší (10,1m) a dva kratší (6,15m). Kratší housenicový podvozek je umístěn pod konstrukcí smyčkové části na straně stroje, kde je přívod materiálu po pase DPD. Delší housenicový podvozek je spojen příčným vahadlem, na kterém je umístěna konstrukce smyčkové části.



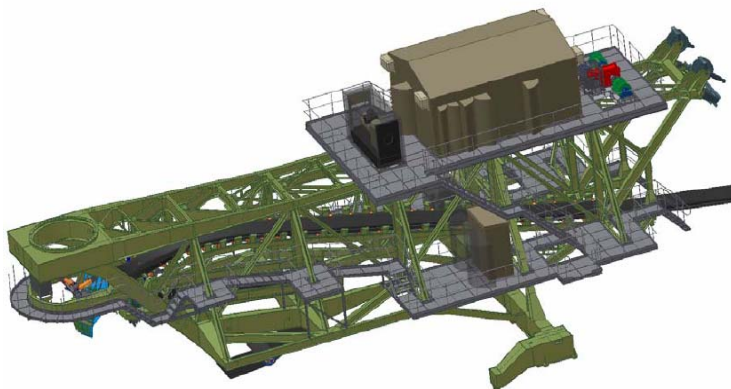
Obr. 1.1b: Housenicový podvozek

Delší housenicový podvozek má nosnou OK podvozku uloženou na dvou čtyřkolových vahadlech, kratší podvozek na třech dvoukolových vahadlech. Na vnějším konci mají hnací turas s pohonem a na vnitřním konci napínací turas s dvojicí HV napínání.

Rychlost pojíždění podvozků v obou směrech je $6,5\text{m.s}^{-1}$, poloměr zatačení stroje je 64m. Zatačení jednotlivých podvozků je řešeno pomocí hydraulických válců, každý podvozek má individuální pohon vč. ovládání zatačení HV.

1.1.3 Smyčková část (SMČ)

- a) Nosná ocelová konstrukce
- b) Lávky smyčkové části
- c) Vrátek zdvihu náběžné části
- d) Kladkostroj náběžné části
- e) Dopravní cesty smyčkové části
- f) Parabolický štít
- g) Elektrorozvodna



Obr. 1.1c: Smyčková část

Nosná ocelová konstrukce SMČ

Smyčková část je tvořena těžkou nosnou ocelovou konstrukcí prostorového příhradového typu obdélníkového průřezu, jednotlivé prvky (pruty) konstrukce jsou svařované převážně z válcovaných profilů a ocelových výpalků. Celá nosná OK je svařovaná.

Lávky smyčkové části

Lávky smyčkové části umožňují přístup ke všem důležitým částem a skupinám stroje umístěným na nosné OK smyčkové části a k přechodu na další sekce stroje. Lávky na pravé a na levé straně nosné OK jsou shodné (zrcadlový obraz). Lávky jsou svařeny z ocelových válcovaných profilů a plechů, zábradlí je svařené z ocelových trubek kruhového průřezu, pochozí plochy jsou ze svařovaných ocelových roštů s povrchovou úpravou, přichycené příchytkami do konstrukce lávek, šikmé plochy jsou vybaveny protiskluzovými profily, schody jsou ze schodišťových stupňů šroubovaných do konstrukce lávek.

Vrátek zdvihu náběžné části

Vrátek zdvihu je tvořen dvěma navíjecími bubny, které mají po obvodě šroubovici pro uložení navíjeného lana. Bubny jsou na společné hřídeli, uložené v ložiskových domcích a jsou poháněny z výstupu převodovky s čelním soukolím. Převodovku pohání elektromotor přes vstupní hřídel převodovky, která je vyvedena na obě strany vstupu převodovky a na těchto vstupech do převodovky je hřídel osazena bubnovými brzdami SIBRE s elektrickým odbrzdovačem. Otáčky elektromotoru jsou řízeny frekvenčním měničem s nastavením náběhových a doběhových ramp. Ložiska v ložiskových domcích hřídele s navíjecími bubny jsou mazána systémem centrálního mazání.

Kladkostroj náběžné části

Kladkostroj náběžné části svým převodem umožňuje pomalé zvedání nebo spouštění náběžné části vůči SMČ a polohování náběhu pasu DPD do stroje SV 1800H/01. Kladkostroj tvoří soustavu kladek, uložených na valivých ložiscích, umístěných v konstrukci svařené z válcovaných profilů nebo v nosné OK. Kladkostrojem jsou vedena dvě lana průměru 28mm. Ložiska kladek a čepy kladkostroje jsou mazána systémem centrálního mazání.

Dopravní cesty smyčkové části

V konstrukci girlandové dráhy, která je součástí OK SMČ, je pomocí pevných domků uchycen předávací a odváděcí buben smyčky a převáděcí válec. Přes tyto bubny je shazovacím vozem veden dopravní pás DPD o šířce 1800 mm. Na hlavním nosníku dráhy jsou použity tříválečkové girlandové stolice, které tvoří dráhu ve tvaru konkávního oblouku. V části, kde dopravní pás odchází z odváděcího bubnu, jsou umístěny stěrač HOSCH a předstěrač MARTIN. Horní předávací a spodní odváděcí buben smyčky je s keramickým obložením a ložiska bubnů jsou mazána systémem centrálního mazání.

Parabolický štít

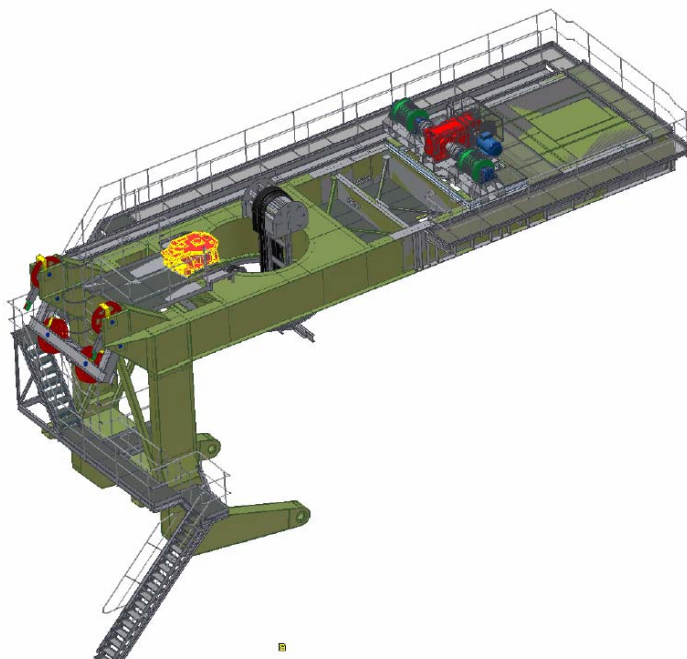
Tok materiálu přiváděný dopravníkem DPD je usměrňován za předávacím bubnem štítem parabolického tvaru. Jeho poloha a nasměrování v prostoru odhozu materiálu, podle natočení předávacího pasu výložníku, se provádí třemi hydraulickými válci. Hydraulický válec, který je uchycen ve spodní části štítu umožňuje v případě závalu uvolnění materiálu. Štít má stranu, na kterou dopadá materiál, obloženou vyměnitelnými otěru odolnými deskami.

Elektrorozvodna

Napětí 6kV je odebíráno z příslušného kabelového vozu. V rozvodně jsou umístěny transformátory, frekvenční měniče a ostatní jistící a spínací prvky elektrického obvodu shazovacího vozu. Vedle rozvodny je umístěna centrála, která slouží jako zdroj energie pro pojezd stroje. Centrála je kapotovaná a součástí rámu centrály je i palivová nádrž o objemu cca 950 litrů.

1.1.4 Otočná část

- a) Nosná ocelová konstrukce
- b) Lávky otočné části
- c) Pohon otoče
- d) Vrátek zdvihu výložníku
- e) Kladkostroj výložníku
- f) Kabelová smyčka



Obr. 1.1d: Otočná část

Nosná ocelová konstrukce

Z jedné čelní strany vybíhají nosníky, na kterých je pomocí čepového spojení zavěšen výložník. V horní části těchto nosníků jsou umístěny převáděcí kladky kladkostroje výložníku. Na opačné straně nosné OK je na horní ploše upevněn vrátek zdvihu výložníku a uvnitř v prostoru OK pod ním je místo na umístění materiálu protizávaží, které zajistí rovnoměrné zatížení radiaxiálního ložiska otoče.

Pohon otoče

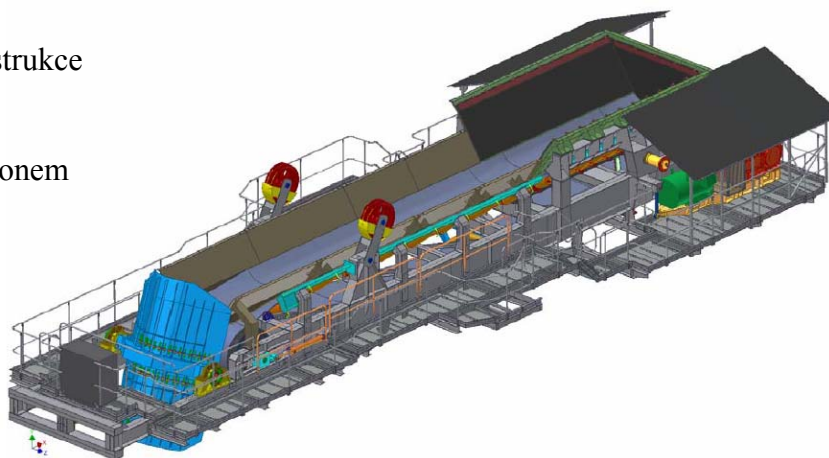
Pohon otočné části je složen ze šnekočelní převodovky s elektromotorem s brzdou, na výstupní hřídeli z převodovky je hnací pastorek, který zabírá do ozubeného věnce na velkorozměrovém radiaxiálním ložisku, které spojuje smyčkovou a otočnou část.

Vrátek zdvihu výložníku

Kladkostroj výložníku svým převodem umožňuje pomalé zvedání nebo spouštění výložníku s předávacím pasem a jeho polohování vůči násypce zakladače. Kladkostroj tvoří soustavu kladek, uložených na valivých ložiscích, umístěných v konstrukci svařené z válcovaných profilů nebo v nosné OK. Kladkostrojem jsou vedena dvě lana průměru 28mm. Ložiska kladek a čepy kladkostroje jsou mazána systémem centrálního mazání.

1.1.5 Výložník

- a) Nosná ocelová konstrukce
- b) Lávky výložníku
- c) Předávací pás s pohonem
- d) Štít výložníku



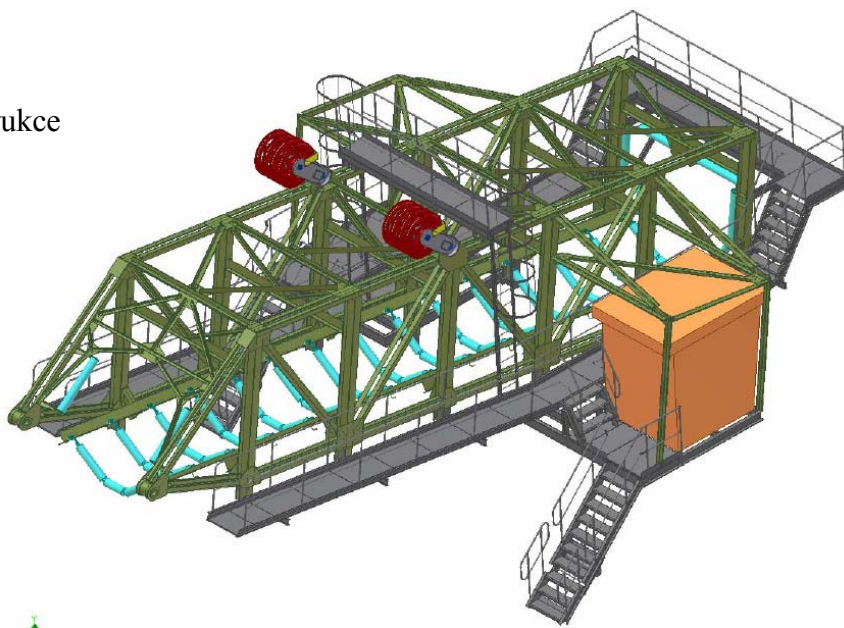
Obr. 1.1e: Vykládací výložník

Předávací pás s pohonem

Na předávacím konci výložníku je uložen vratný buben $\varnothing 1250\text{mm}$ provedený jako napínací s pogumovaným povrchem. Napínání je provedeno hydraulickými válci s mechanickou aretací polohy vratného bubnu. Na předávacím bubnu je umístěn předstěrač MARTIN a na spodní větvi předávacího pasu je umístěn stěrač HOSCH. Poháněcí buben je s keramickým obložením. Buben je poháněn oboustranným pohonem $2 \times 250\text{kW}$.

1.1.6 Náběžný díl

- a) Nosná ocelová konstrukce
- b) Lávky náběžné části
- c) Dopravní cesty
- d) Kabina a protizávaží



Obr. 1.1f: Náběžný díl

Lávky náběžné části

Lávky náběžné části umožňují sklopnými schody vstup na shazovací vůz z pravé i levé strany.

Dopravní cesty náběžné části

Dopravní cesty jsou tvořeny soustavou girlandových stolic, které jsou na celé girlandové dráze SMČ a náběžné části jsou shodné. Po této girlandové dráze je veden dopravní pás DPD o šířce 1800 mm. Celý náběžný díl vč. dopravních cest je v základní poloze sklopen 8° směrem dolů od horizontální roviny, pomocí kladkostroje jej lze ještě sklopit o další 3° nebo ze základní polohy zvednout o 11° .

Kabina obsluhy a protizávaží kabiny

Na konci náběžného dílu na plošině lávek nad sklopnými vstupními schody je umístěna kabina pro obsluhu shazovacího vozu, ve které je umístěn pult s ovladači a sdělovači a dotykový displej k ovládání pracovních funkcí shazovacího vozu. Kabina je umístěna na levé straně náběžného dílu shazovacího vozu. Na pravé straně náběžného dílu je symetricky s pracovní kabinou umístěno protizávaží vyvažující hmotnost kabiny s vybavením.

1.1.7 Vybavení shazovacího vozu

Shazovací vůz je určen k nasazení před zakladačem. Díky jejich úzkému propojení se neuvažuje se samostatnou dílnou na shazovacím voze, ale počítá se s využitím nářadí a celkového vybavení dílny z příslušného zakladače.

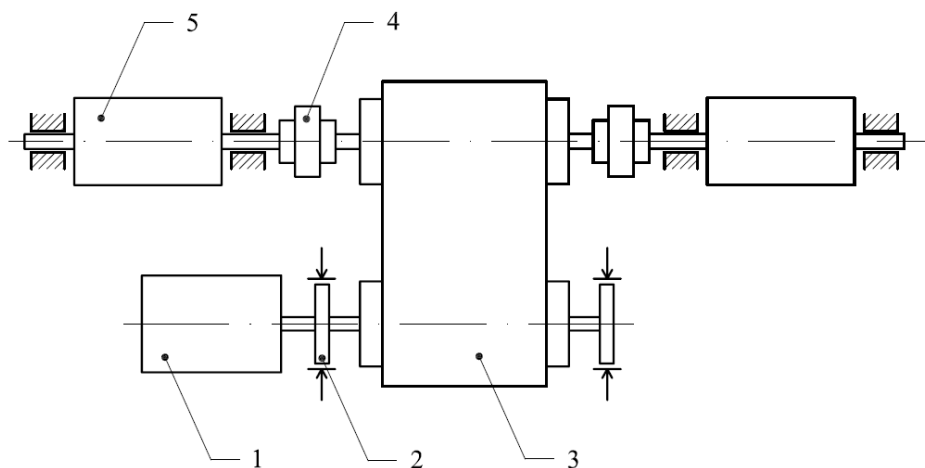
Celý shazovací vůz je vybaven centrálním mazacím systémem.

Pro umožnění pojezdu shazovacího vozu bez napájení z kabelového vozu případně ze zakladače je shazovací vůz vybaven dieselaagregátem s výkonem 500kVA, 400kW.

1.2 Systém zdvihu výložníku

Pro systémy zdvihu sklopných částí velkostrojů pro dobývání uhlí jsou používány pouze dva typy zdvihů. Prvním je zdvih pomocí hydraulických válců. Tento způsob může být použit pro nižší zdvihací výkony. Pouze v případě vyvažovacího ramena stroje může být použit i pro velké výkony. Pro případ shazovacího vozu SV1800H/01 je tento způsob nevyužitelný, protože stroj nemá protizávaží vykládacího výložníku. Druhým způsobem je lanový zdvih pomocí kladkostrojů, kde je velkou výhodou potřebné zpřevodování zdvihací síly působící na pohon zdvihu. Tento systém bude použit na shazovacím voze.

Pro zajištění zdvihu výložníku shazovacího vozu bude sloužit zdvihací lanový vrátek, který bude poháněn elektromotorem a bude obsahovat kromě pohonu také převodové ústrojí, spojku, brzdové ústrojí a navíjecí lanové bubny (obr. 1.2a). Toto zařízení bude umístěné na ocelové konstrukci v pravé horní části otočného dílu shazovacího vozu (obr. 1.2c).

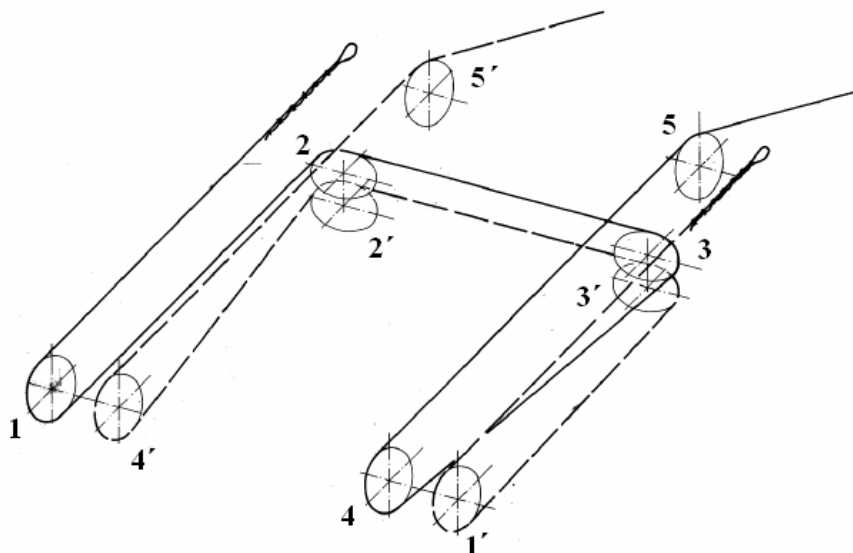


Obr. 1.2a: Uspořádání zdvihového vrátku

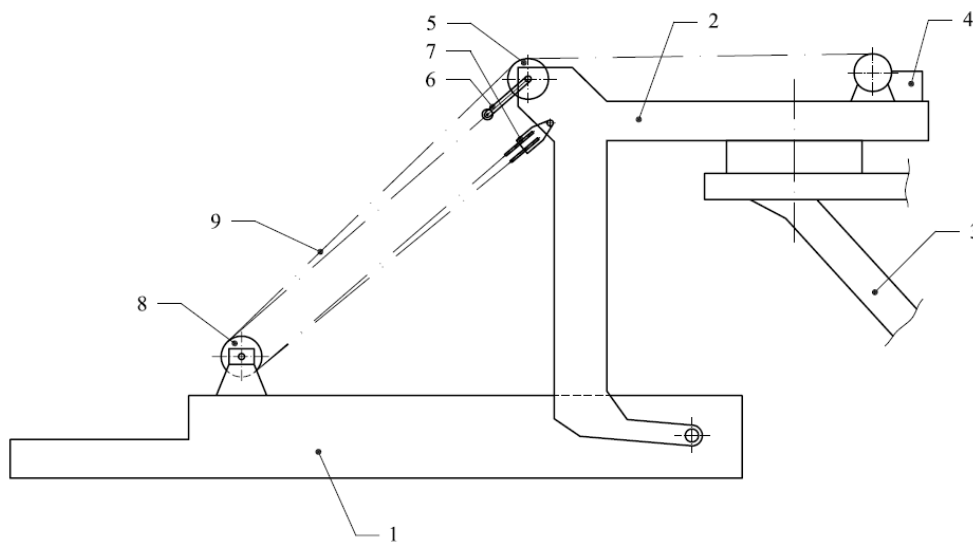
1-elektromotor, 2-brzda, 3-převodová skříň, 4-spojka, 5-navíjecí buben

Výložník bude propojen se zdvihovým vrátkem pomocí dvou ocelových lan. Dále bude systém zdvihu obsahovat lanový kladkostroj, který zajistí 2 požadované převody. Prvním je převod rychlostní mezi navíjecí rychlostí lan na buben vrátku (dle otáček motoru) a rychlostí zvedání výložníku. Tento převod bude zvolen jako redukční (do pomala), aby byl zajištěn plynulý zdvih výložníku při vysokých otáčkách elektromotoru na straně pohonu. Druhým převodem kladkostroje je převod silový, který umožní navrhnout pro vysokou hmotnost a zatížení výložníku pohon s vyhovujícími parametry.

Uspořádání kladkostroje bude řešeno dvěma navzájem propletenými větvemi dle obr. 1.2b, které umožní případnou výměnu jednoho z lan s tím, že zbývající větev udrží výložník v zavěšené poloze a nebude tedy nutné při údržbě jedné větve polohu výložníku zajišťovat podepřením.



Obr. 1.2b: Schéma provedení lanového kladkostroje



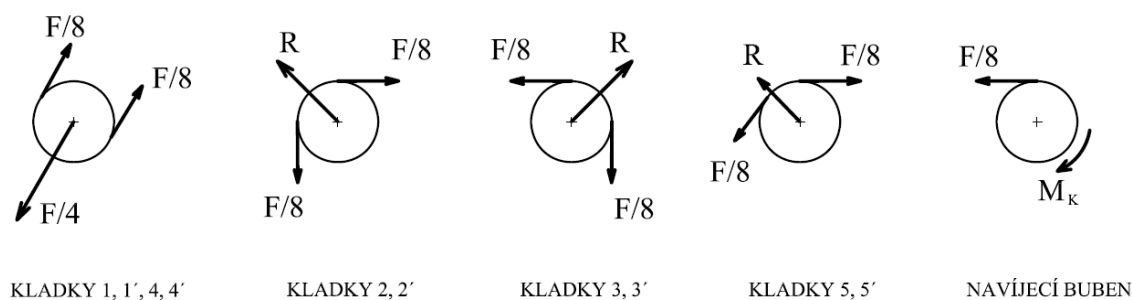
Obr. 1.2c: Schéma zdvihu výložníku shazovacího vozu SV 1800H

1-vykládací výložník, 2-otočná část, 3-smyčková část, 4-zdvihový vrátek výložníku,
5-pevná kladka otočné části, 6-pevné uchycení lana kladkostroje, 7-kladnice (soustava
kladek), 8-pohyblivá kladka výložníku, 9-ocelové lano

1.3 Silový rozbor kladkostroje

Lanový kladkostroj pro zdvih výložníku bude uspořádán dle obr. 1.2b, 1.2c. Na straně výložníku bude na pravé a levé polovině závěs se dvěma pohyblivými kladkami, které se budou pohybovat společně s výložníkem. Na otočné části bude zavěšena kladnice, která s ní bude pevně spojena (bude se pouze naklápět dle polohy výložníku) a bude převádět lanové větve na druhou polovinu výložníku. V levé horní části otočného dílu shazovacího vozu bude umístěno pevné uchycení lan, jehož součástí bude i šroubový napínák lana. Ve stejném místě bude umístěna pevná kladka, která bude převádět pohyb lana k navijecímu zdvihovému vrátku umístěného v pravé části otočného dílu shazovacího vozu.

Předpokládejme zatížení kladkostroje od výložníku silou F a stav, kdy je zatížení rozloženo rovnoměrně do obou lanových větví zdvihu. Potom bude na každou ze čtyř pohyblivých kladek působit čtvrtinové zatížení $F/4$ dle obr. 1.3a (kladky 1, 1', 4, 4'). Převodem přes kladky 2, 3 (resp. 2', 3') dle obr. 1.2b se zajistí působení každé větve na pravou i levou polovinu výložníku. Silový převod kladkostroje zjistíme podle počtu lan působících na volné (pohyblivé) kladky. Pro 4 volné kladky je to převod o velikosti 8, tedy každý lanový buben bude zatížen silou o velikosti $1/8$ zatížení výložníku. Při stavu, kdy bude výložník zavěšen pouze na jedné lanové větvi, bude ale působit na lanový buben síla o velikosti $1/4$ zatížení výložníku.



Obr. 1.3a: Silové zatížení jednotlivých kladek zdvihu výložníku

Silový převod mezi výložníkem a lanovým bubnem:

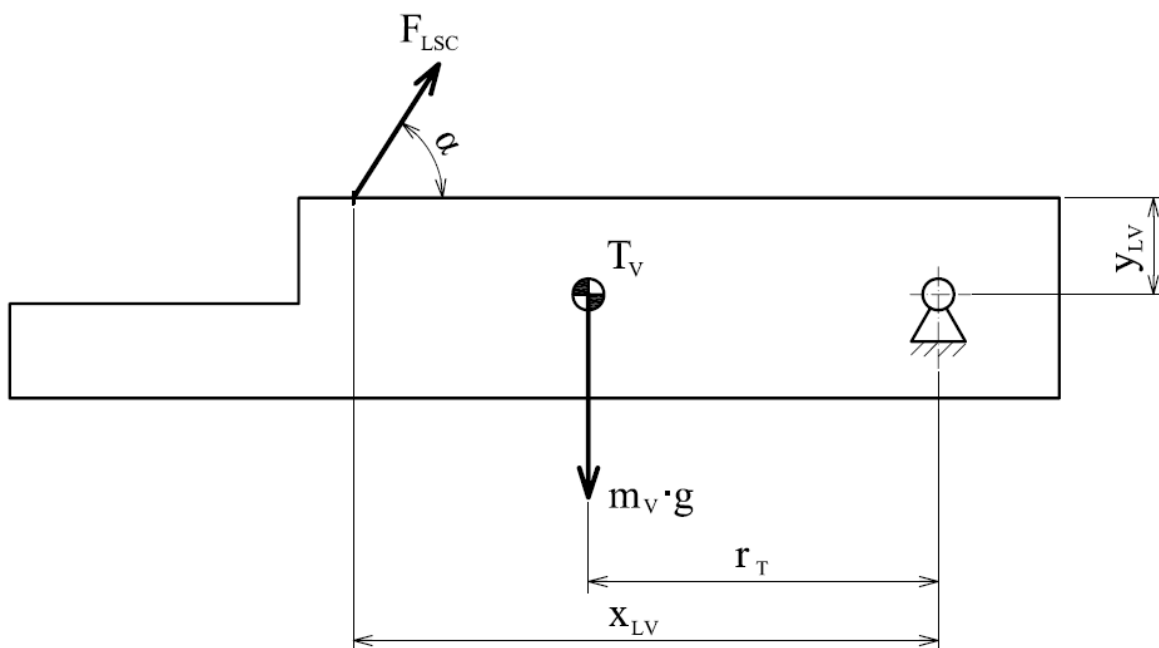
$$i_F = \frac{1}{8} = 0,125 \quad [-]$$

2 Výpočet a návrh zdvihového vrátku

2.1 Výpočet síly v laně pro výložník – statické zatížení

Zadané parametry vykládacího výložníku jsou:

Hmotnost samostatného výložníku	$m_V = 59\,170\text{ kg}$
Rameno působení těžiště výložníku vzhledem k uložení	$r_T = 3920\text{ mm}$
Poloha působení lana vzhledem k uložení výložníku	$x_{LV} = 8920\text{ mm}$
	$y_{LV} = 614\text{ mm}$
Úhel působení lana na výložník	$\alpha_V = 60^\circ$



Obr. 2.1a: Statické zatížení vykládacího výložníku

Z momentové rovnováhy k bodu otočného uložení výložníku se vypočítá statická síla v závěšení působící na výložník F_{LSC}' (obr. 2.1a).

$$m_V \cdot g \cdot r_T - F_{LSC}' \cdot (x_{LV} \cdot \sin \alpha_V + y_{LV} \cdot \cos \alpha_V) = 0 \quad [\text{kg}; \text{m} \cdot \text{s}^{-2}; \text{mm}; \text{N}; ^\circ]$$

$$F_{LSC}' = \frac{m_V \cdot g \cdot r_T}{x_{LV} \cdot \sin \alpha_V + y_{LV} \cdot \cos \alpha_V} = \frac{59170 \cdot 9,81 \cdot 3920}{8920 \cdot \sin 60 + 614 \cdot \cos 60} = 283293\text{ N}$$

Tento výpočet však uvažuje pouze hmotnost samostatného vykládacího výložníku bez materiálu a dalších zatížení. Do výpočtu se tedy musí zahrnout i další vlivy, které statickou sílu působící v laně navýší. Na výložníku mohou působit také ještě tíhové síly od materiálu, závalu násypky, závalu pásu, osob a uvažovat je třeba i zatížení sněhovou pokrývkou. Tyto různé stavy zatížení navýší celkový klopný moment a statickou složku síly působící na zavěšení výložníku. Všechna zatížení však nepůsobí současně, ale jen v určitém provozním stavu stroje. Stroj se může nacházet ve stavu provozním, mimořádném nebo je mimo provoz. Pro každý stav se uvažují odpovídající zatížení, která jsou uvedena v tab. 2.1A.

Tab. 2.1A: Stavy zatížení výložníku

	Hmotnost m_i [kg]	Rameno r_i [mm]	Moment M_i [Nmm]	Provoz	Mimořádný provoz	Mimo provoz
Vykl.výložník	59170	3920	2275394184	X	X	X
Materiál	10861	5310	565761437	X	X	
Zával násypky	44200	310	134416620			X
Zával pásu	47730	7800	3652204140			X
Osoby (54m ²)	8100	5086	404138646		X	X
Sníh (54m ²)	4050	5086	202069323			X

Pro dílčí zatížení se určí klopný moment M_i , následně se pro každý provozní stav vypočítá celkový moment M_C (sečtením působících momentů M_i v daném provozním stavu) a tento moment se dosadí do vztahu pro výpočet statické síly v zavěšení výložníku F_{LSC} (tab. 2.1A).

Použité vztahy pro výpočet statické síly v zavěšení výložníku

$$M_i = m_i \cdot r_i \cdot g \quad [\text{Nmm; kg; mm; m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

$$M_C = \sum M_i \quad [\text{Nmm}]$$

$$F_{LSC} = \frac{M_C}{x_{LV} \cdot \sin \alpha_V + y_{LV} \cdot \cos \alpha_V} \quad [\text{N; Nmm; mm; } ^\circ]$$

Tab. 2.1B: Celková síla v zavěšení výložníku pro jednotlivé provozní stavy stroje

	Celkový moment M_C [Nmm]	Síla v laně F_{LSC} [N]
Provoz	2841155621	353732
Mimořádný provoz	3245294267	404048
Mimo provoz	6668222913	830213

Z tab. 2.1B je největší síla v laně pro mimoprovozní stav stroje o velikosti 830213 N. V porovnání se statickou silou v zavěšení prázdného výložníku (283293 N) je síla téměř trojnásobná, z toho lze usoudit, že je nutné jednotlivá zatížení do výpočtu zahrnout a nelze je tedy zanedbat. Hodnotu 830213 N lze tedy uvažovat do dalších výpočtů jako statickou složku síly působící na zavěšení výložníku.

Statická síla v zavěšení výložníku: $F_{LSC} = 830213 \text{ N}$

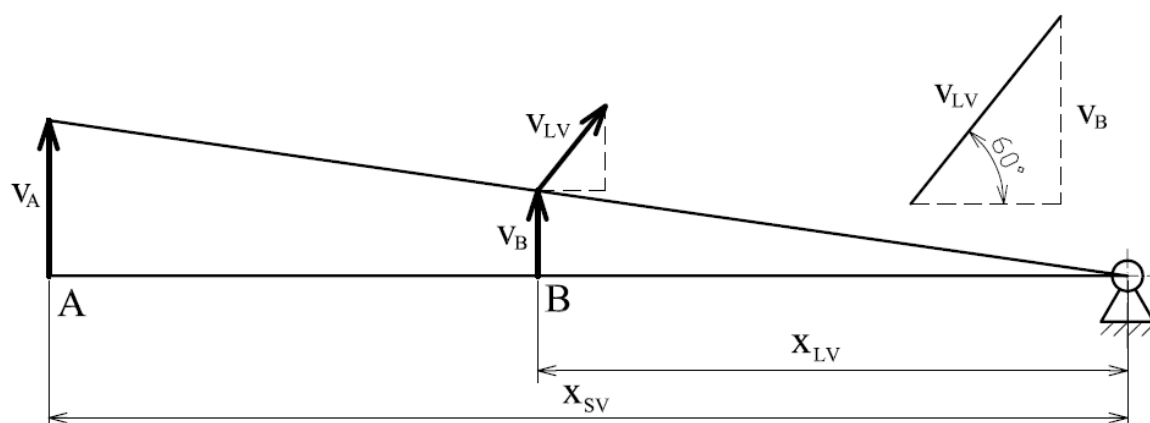
Statická síla působící na lanový buben: $F_{LS} = F_{LSC} \cdot i_F = 830213 \cdot 0,125 = 103777 \text{ N}$

Pro informaci je dobré znát, kolikrát nižší je statická síla v zavěšení v provozním stavu (tj. je-li uvažováno pouze zatížení od výložníku a materiálu) než maximální síla působící v mimoprovozním stavu. Jejich porovnáním zjistíme, že pokud bude stroj pracovat v maximální době své životnosti v provozním stavu, bude statická síla v zavěšení výložníku **2,3x menší** než síla, pro kterou budeme navrhovat vrátek zdvihu výložníku. Tím bude zajištěna dostatečná bezpečnost při provozu shazovacího vozu.

2.2 Rychlost vinutí lana

Pro určení rychlosti navíjení lana na lanový buben budeme vycházet z maximální hodnoty rychlosti pohybu špičky vyvažovacího výložníku. Maximální posunutí špičky výložníku ve vertikálním směru je stanoveno na **40mm za 1s**.

Rychlost navíjení lana se určí z obr. 2.2a a z níže uvedených vztahů.



Obr. 2.2a: Určení rychlosti odvíjení lana na výložníku

dáno: $v_A = 0,04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$x_{LV} = 8920 \text{ mm}$$

$$x_{SV} = 17220 \text{ mm}$$

$$i_V = 0,25$$

rychlost pohybu lana na výložníku:

$$v_{LV} = \frac{v_B}{\cos 60^\circ} ; \quad \frac{v_B}{v_A} = \frac{x_{LV}}{x_{SV}} \Rightarrow v_B = v_A \cdot \frac{x_{LV}}{x_{SV}}$$

$$v_{LV} = \frac{v_B}{\sin 60^\circ} = v_A \cdot \frac{x_{LV}}{x_{SV} \cdot \sin 60^\circ} = 0,04 \cdot \frac{8920}{17220 \cdot \sin 60^\circ} = 0,024 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}; \text{mm}]$$

rychlost navíjení lana na lanový buben:

$$i_V = \frac{v_{LV}}{v_L} \Rightarrow v_L = \frac{v_{LV}}{i_V} = \frac{0,024}{0,25} = 0,096 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}; -]$$

2.3 Návrh hnacího ústrojí zdvihového vrátku

2.3.1 Návrh elektromotoru

Potřebný výkon elektromotoru se určí ze **síly** působící na lanový buben a **rychlosti** navíjení lana na lanový buben.

Výkon potřebný pro zvednutí výložníku na jednom lanovém bubnu:

$$P_L = F_{LS} \cdot v_L$$

Celkový výkon zdvihacího zařízení (pro obě větve kladkostroje):

$$P_C = 2 \cdot P_L$$

$$P_C = 2 \cdot F_{LS} \cdot v_L = 2 \cdot 103777 \cdot 0,096 = 19863,3 \text{ W} = 19,9 \text{ kW} \quad [\text{W}; \text{N}; \text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Dle vypočítané hodnoty výkonu **19,9 kW** pro navrhované zdvihací zařízení se následně vybere ze sortimentu výrobců elektromotorů a převodovek vyhovující hnací agregát. Podle jeho jmenovitých otáček se určí vyhovující převodovka tak, aby její výstupní otáčky byly co nejbližší otáčkám požadovaným na hřídeli lanového bubnu a tím rychlost navíjení lana na lanový buben byla co nejbližší hodnotě $v_{LV} = 0,096 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Jako hnací agregát je přednostně vybrán pro shazovací vůz SV1800H elektromotor značky SIEMENS. Protože je výkon omezený maximální rychlostí pohybu výložníku (40mm za 1s), bude vybrán elektromotor s hodnotou výkonu max. 19,9 kW. Při vyšší hodnotě výkonu by při stejném silovém zatížení byla překročena maximální povolená rychlost pohybu výložníku. Motor bude napájený z rozvodné sítě z elektrocentrály umístěné na shazovacím voze jmenovitým napětím 380V.

Z katalogu výrobce motorů SIEMENS (ozn. kat. K15-0808 CZ viz příloha B) byly vybrány vyhovující typy motorů s výkonem menším než 19,9kW viz tab. 2.3A.

Tab. 2.3A: Typy vyhovujících motorů SIEMENS s vysokou účinností (ozn. 1LG6)

typové označení	výkon P_M [kW]	otáčky n_M [min ⁻¹]	krouticí moment M_M [Nm]
1LG6 – 183 – 4AA	18,5	1470	120
1LG6 – 206 – 6AA	18,5	978	181
1LG6 – 220 – 8AA	18,5	730	242

Výběr přesného elektromotoru z tab. 2.3A je nutné spojit s výběrem sériově vyráběné převodové skříně, a to podle vyhovujících otáček na vstupní hřídeli do převodovky.

2.3.2 Návrh převodovky

Vhodná převodová skříň se zvolí sériově vyráběná převodovka od firmy SEW EURODRIVE (dále jen SEW), která se specializuje mimo jiné na výrobu průmyslových převodovek v široké nabídce. Vhodná převodovka se zvolí z katalogu SEW podle níže vybraných parametrů.

Pro volbu vhodné převodové skříně je nutné stanovit následující parametry:

- Výkon na výstupu z převodovky P_{P2}
- Účinnost převodovky η_P
- Vstupní otáčky (otáčky elektromotoru) n_{P1}
- Požadované Výstupní otáčky (otáčky navíjecího bubnu) n_{P2}
- Požadovaná zátěž (krouticí moment na výstupním hřídeli) $M_{KP2pož}$

1) výkon na výstupu a účinnost převodovky- P_{P2} , η_P

- Hodnotu účinnosti čtyřstupňové převodovky SEW výrobce uvádí $\eta_P = 0,94$
- Výkon na výstupním hřídeli se určí z výkonu elektromotoru a účinnosti

$$P_{P2} = P_{P1} \cdot \eta_P = P_M \cdot \eta_P$$

$$P_{P2} = 18,5 \cdot 0,94 = 17,4 \text{ kW} \quad [\text{kW}; -]$$

2) otáčky vstupního hřídele - n_{P1}

Tato hodnota je dána hodnotou otáček na hřídeli vybraného elektromotoru. Elektromotory z kap. 2.3.1 (vyhovující motory s výkonem 18,5 kW) je možné vybrat s výstupními otáčkami ve 3 velikostech, a to s hodnotami otáček 730 min^{-1} , 978 min^{-1} nebo 1470 min^{-1} (viz tab. 2.3A).

3) požadované otáčky výstupního hřídele převodovky - $n_{P2pož}$

Tyto otáčky se určí z rychlosti navíjení lana na lanový buben podle průměru lanového bubnu. Průměr lanového bubnu zvolíme s přihlédnutím k normě ČSN ISO 8087, která uvádí rozměry lanových bubnů a kladek pro zdvihací zařízení.

Mezinárodní norma ČSN ISO 8087 stanoví minimální poměr roztečných průměrů bubnů a kladek vzhledem k jmenovitému průměru lana pro operace zdvihání háku a sklápění výložníku. Jmenovitý průměr se bere za základní rozměr při výpočtu poměru. Minimální poměry roztečného průměru bubnu a kladky k jmenovitému průměru lana jsou uvedeny v tab. 2.3B. [1]

Tab. 2.3B: Minimální poměr roztečného průměru bubnu k jmenovitému průměru lana

Díl	Minimální poměr
Buben zdvihu háku	16,0 : 1
Kladka zdvihu háku	18,0 : 1
Vyrovňovací kladka zdvihu háku	14,0 : 1
Vyrovňovací kladka sklápění výložníku	12,5 : 1
Buben sklápění výložníku	14,0 : 1
Kladka sklápění výložníku	16,0 : 1

- použitý typ lana na zdvihu výložníku:

Ocelové lano 6x37; Ø28mm ; TEDOX s. r. o.

(ČSN EN 12385-4, ocelová drátěná lana pro všeobecné zdvihací účely)

- dle výše uvedené normy lze navrhnout průměr lanového bubnu:

$$D_B = 600 \text{ mm}$$

- určení požadovaných výstupních otáček převodovky:

$$v_L = \pi \cdot D_B \cdot n_{P2pož} \Rightarrow n_{P2pož} = \frac{v_L}{\pi \cdot D_B}$$

$$n_{P2pož} = \frac{0,096}{\pi \cdot 0,6} = 0,0509 \text{ s}^{-1} = 3,05 \text{ min}^{-1} \quad [\text{s}^{-1}; \text{m} \cdot \text{s}^{-1}; \text{m}]$$

4) požadovaný krouticí moment výstupního hřídele převodovky - $M_{KP2pož}$

Tato hodnota odpovídá dvojnásobku krouticímu momentu na hřídeli lanového bubnu (pro dvě větve kladkostroje), určí se podle síly působící na lanový buben (statické složky) a dle průměru lanového bubnu.

$$M_{KP2pož} = 2 \cdot F_{LS} \cdot \frac{D_B}{2}$$

$$M_{KP2pož} = 2 \cdot 103777 \cdot \frac{0,60}{2} = 62266 \text{ Nm} = 62,3 \text{ kNm} \quad [\text{Nm}; \text{N}; \text{m}]$$

5) Výběr katalogového typu převodovky SEW

Podle výše uvedených parametrů k výběru převodovky se zvolí postup návrhu převodové skříně, který doporučuje výrobce SEW ve svém katalogu. Protože jsou možné tři varianty výběru převodovky s odlišnými otáčkami vstupního hřídele, musí se provést početní návrh pro každou hodnotu vstupních otáček.

Výpočtové vztahy pro návrh vhodného typu převodovky dle výrobce SEW:

$$M_{KP2} = \frac{P_{P2} \cdot 9,55}{n_{P2pož}}$$

$$i_P = \frac{n_{P1}}{n_{P2pož}}$$

$$M_{NP2} \geq M_{KP2} \cdot F_{S\min}$$

$$M_{K2D} = \frac{2 \cdot M_{NP2}}{F_F}$$

$$M_{KP2\max} = \frac{P_{P1} \cdot 9,55 \cdot \eta_P \cdot F_{start}}{n_{P2pož}}$$

$$M_{KP2\max} \leq M_{K2D}$$

Do výše uvedených vztahů se dosazují následující jednotky:

- Výkon P_{P1}, P_{P2}, P_M [kW]
- Krouticí moment $M_{KP2}, M_{NP2}, M_{K2D}, M_{KP2\max}$ [kNm]
- Otáčky $n_{P1}, n_{P2pož}$ [min⁻¹]

Dosazením do těchto vztahů číselné hodnoty určené v bodech 1) až 4) této kapitoly se provede výpočet pro tři vyhovující elektromotory s odlišnými otáčkami (n_{P1}). Výsledky jsou zobrazeny v tab. 2.3C.

Ve výpočtu jsou mimo jiné také zahrnuty koeficienty F_{Smin} , F_F , F_{start} , které do návrhu převodovky zahrnují provozní podmínky, maximální zatížení a způsob spouštění (viz seznam symbolů a zkratk). Hodnoty těchto součinitelů byly vybrány z katalogu SEW následovně (viz příloha C):

- $F_{Smin} = 1,55$ provozní součinitel – hodnota platná pro zdvihací zařízení a jeřáby
- $F_F = 1,0$ součinitel zatížení – interval max. zatížení za 1 hodinu je 1x až 5x
- $F_{start} = 1,6$ součinitel způsobu spuštění – přímé spuštění

Tab. 2.3C: Návrh převodovky – vypočítané hodnoty dle katalogu SEW

typ elektromotoru SIEMENS	Zadané parametry			Návrh			Kontrola		
	P _{P2} [kW]	n _{P1} [min ⁻¹]	n _{P2pož} [min ⁻¹]	M _{KP2} [kNm]	i _p [-]	M _{NP2} [kNm]	M _{NP2} [kNm]	M _{K2D} [kNm]	M _{KP2max} [kNm]
1LG6 – 183 – 4AA	17,4	1470	3,05	54,5	482	84,4	NEVYHOVUJE		
1LG6 – 206 – 6AA		978			321		90,0	180,0	70,8
1LG6 – 220 – 8AA		730			239		NEVYHOVUJE		

Ve výše uvedené tabulce jsou vypočítány hodnoty dle katalogu SEW pro tři možné elektromotory SIEMENS s výkonem 18,5 kW a odlišnými otáčkami viz tabulka. Z tabulky

je patrné, že lze použít jako hnací agregát připojený na vstupní hřídel převodovky pouze elektromotor SIEMENS s typovým označením 1LG6-206-6AA se jmenovitými otáčkami 978 min^{-1} . Důvody nevhodnosti použití zbývajících elektromotorů jsou následující:

- Pro motor 1LG6-183-4AA se jmenovitými otáčkami 1470 min^{-1} není v katalogu SEW dostupná převodová skříň s vypočítaným převodovým poměrem $i_p = 482$. Maximální nabízený převodový poměr dle katalogu je 400.
- Pro motor 1LG6-220-8AA s otáčkami 730 min^{-1} není dostupná převodová skříň se vstupními otáčkami $n_{p1} = 730 \text{ min}^{-1}$. Katalogové převodovky SEW jsou nabízeny pro vstupní otáčky od hodnoty 1000 min^{-1} .

Podle stanovených parametrů se zvolí z katalogu převodovek SEW (viz příloha D) čelní převodovka. Převodovka se vybere z katalogu SEW dle vypočítané nominální hodnoty krouticího momentu M_{NP2} , dále podle otáček hnacího agregátu n_{p1} (vyhovujícího elektromotoru SIEMENS 1LG6-206-6AA) a dle hodnoty jmenovitého výkonu převodovky na vstupním hřídeli $P_{NP1} \geq P_M$, (hodnoty viz tab. 2.3C).

Označení navržené převodové skříně SEW EURODRIVE:

- **SEW X4FS 210/B – M1 – F1**

Označení navrženého elektromotoru SIEMENS:

- **MOTOR SIEMENS 1LG6 – 206 – 6AA**

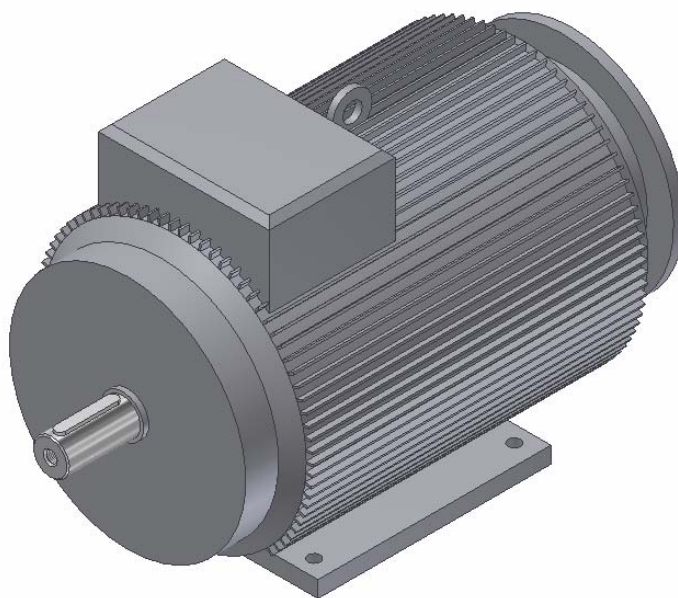
2.3.3 Parametry vybraného hnacího agregátu a převodové skříně

1) MOTOR SIEMENS 1LG6 – 206 – 6AA

Specifikace:	1LG6	trojfázový asynchronní motor s rotorem nakrátko, vysoká účinnost
	206	velikost – osová výška motoru (206mm)
	6	počet pólů
	AA	označení provedení – základní řada

Parametry vybraného elektromotoru: (viz příloha B, obr. 2.3a)

- jmenovitý výkon $P_M = 18,5 \text{ kW}$
- jmenovitý krouticí moment $M_M = 181 \text{ Nm}$
- jmenovité otáčky $n_M = 978 \text{ min}^{-1}$
- moment setrvačnosti $J_M = 0,285 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- průměr hřídele motoru $D_M = 55 \text{ mm}$



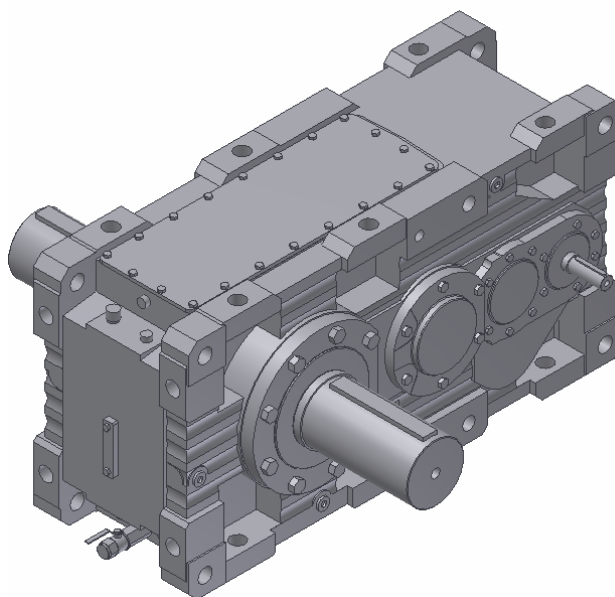
Obr. 2.3a: Elektromotor SIEMENS

2) PŘEVODOVKA SEW X4FS 210/B – M1 – F1

Specifikace:	X	převodovka pro průmyslové použití
	4	počet stupňů převodovky
	F	označení převodovek s čelním ozubením
	S	výstupní hřídel s drážkou pro pero
	210	označení velikosti převodovky
	M1	pracovní poloha – horizontální (viz příloha E)
	F1	montážní plocha (viz příloha F)

Parametry vybrané převodovky SEW (viz obr. 2.3b):

- jmenovitý krouticí moment převodovky $M_{NP2} = 90 \text{ kNm}$
- otáčky vstupního hřídele $n_{p1} = 1000 \text{ min}^{-1}$
- otáčky výstupního hřídele $n_{p2} = 2,5 \text{ min}^{-1}$
- jmenovitý výkon převodovky $P_{NP1} = 25 \text{ kW}$
- převodový poměr $i_p = 400$
- průměr vstupního hřídele převodovky $D_{p1} = 42 \text{ mm}$
- průměr výstupního hřídele převodovky $D_{p2} = 190 \text{ mm}$



Obr. 2.3b: Čelní převodovka SEW EURODRIVE

2.4 Dynamická složka síly zatížení vrátku

Dynamickou složku síly působící v laně kladkostroje určíme dle času zastavení zdvihového vrátku. Čas zastavení se vypočítá podle hřídele hnacího elektromotoru, jehož otáčky jsou 978 min^{-1} . Pro brždění se použijí čelist'ové bubnové brzdy. Při brždění na čelist'ových bubnových brzdách je čas zastavení nižší. Pro dynamickou složku síly se bude uvažovat zastavení takové, kdy se brzdný buben při brždění otočí **5x** k úplnému zastavení ($n_p = 5$).

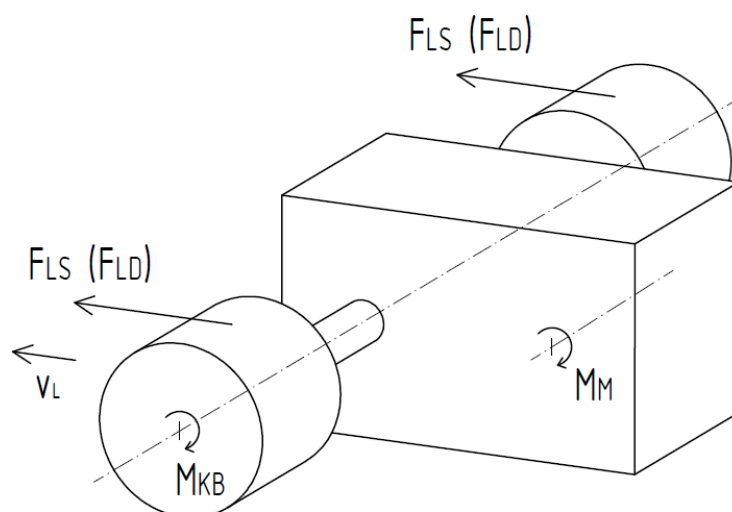
- úhlová rychlost elektromotoru (ω_M)

$$\omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60}$$
$$\omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot 978}{60} = 102,41 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}; \text{min}^{-1}]$$

- čas zastavení hřídele elektromotoru (t_b)

$$t_b = \frac{\varphi_b}{\omega_M} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_p}{\omega_M}$$
$$t_b = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5}{102,4} = 0,3 \text{ s} \quad [\text{s}; \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Pro dynamické účinky lze uvažovat čas brždění $t_b = 0,3 \text{ s}$. Dynamická složka síly se určí podle druhého Newtonova zákona $I = \Delta H$ (Impuls síly = změně hybnosti). Schéma působení statické a dynamické složky síly zatěžující lanový buben je na obr. 2.4a.



Obr. 2.4a: Schéma silového zatížení lanových bubnů

- druhý Newtonův zákon

$$F \cdot \Delta t = m \cdot \Delta v \Rightarrow F = \frac{m \cdot \Delta v}{\Delta t}$$

- celková dynamická složka síly působící na výložník (hmotnost se nahradí statickým zatížením, rychlost po zabrzdění $v_0 = 0$)

$$F_{LDC} = \frac{\frac{F_{LSC}}{g} \cdot (v_{LV} - v_0)}{t_b}$$

$$F_{LDC} = \frac{\frac{830213}{9,81} \cdot (0,024 - 0)}{0,3} = 6601 \text{ N} \quad [\text{N}; \text{m} \cdot \text{s}^{-2}; \text{m} \cdot \text{s}^{-1}; \text{s}]$$

- dynamická složka síly působící na lanový buben

$$F_{LD} = F_{LDC} \cdot i_F$$

$$F_{LD} = 6770 \cdot 0,125 = 825 \text{ N} \quad [\text{N}; -]$$

- celková síla působící na výložník

$$F_{LC} = F_{LSC} + F_{LDC}$$

$$F_{LC} = 830213 + 6601 = 836814 \text{ N} \quad [\text{N}]$$

- celková síla působící na lanový buben

$$F_L = F_{LS} + F_{LD}$$

$$F_L = 103777 + 825 = 104602 \text{ N} \quad [\text{N}]$$

2.5 Návrh spojky za motorem

Spojka bude sloužit ke spojení hřídele hnacího elektromotoru se vstupním hřídelem převodové skříně. Spojka bude navržena od vybraného výrobce dle zadaných parametrů přenosu výkonu a hlavních rozměrů spojovaných hřídelí. Zadané parametry jsou následující:

- | | |
|--|---|
| • přenášený krouticí moment | $M_M = 181 \text{ Nm}$ |
| • otáčky od motoru | $n_M = 978 \text{ min}^{-1}$ |
| • průměr hřídele motoru pro připojení spojky | $D_M = 55 \text{ mm}$ (viz kap. 2.3.3) |
| • průměr hřídele převodovky | $D_{P1} = 42 \text{ mm}$ (viz kap. 2.3.3) |

Pro tento typ spojení hřídelů byla zvolena **pružná obručová spojka**. Tato spojka umožňuje vychýlení i axiální posuv spojovaných hřídelů. Pružná pryžová součást je vyztužena zavulkanizovanými textilními vložkami. Tvarově se podobá pneumatice. Ke dvěma kotoučům spojky je pevně připojena pomocí kroužků. Spojka připouští různoběžnost hřídelů 4° , tlumí dobře změny zatížení a dilatace. Nevyžaduje zvláštní obsluhu a může pracovat i v prašném prostředí. Pro tyto své vlastnosti bývá používána u důlních dopravníků. [2]

Tato spojka byla vybrána ze dvou hlavních důvodů:

- spojka vyrovnává rázy a zajišťuje tlumení mezi elektromotorem a ostatními částmi zdvihového vrátku
- možnost montáže spojky bez axiálního pohybu hřídelů – spojka je připojena na hřídele pomocí šroubů v radiálním směru vzhledem k osám hřídelů

Výrobce obručové spojky:	REXNORD
Typ spojky/označení:	OMEGA
Velikost spojky:	viz výpočet níže

Výpočet jmenovité hodnoty krouticího momentu přenášeného spojkou:

Pro určení vyhovujícího typu (velikosti) obručové spojky OMEGA je použit následující postup dle výrobce. Velikost spojky se určí dle jmenovité hodnoty přenášeného krouticího momentu T_N . Tato hodnota se vypočítá z hodnoty krouticího momentu od motoru M_M (postup výpočtu dle výrobce):

- jmenovitá hodnota krouticího momentu od motoru (M_{SI})

$$M_{SI} = M_M = 181 \text{ Nm}$$

- jmenovitá hodnota krouticího momentu spojky OMEGA (M_{NSI})

$$M_{NSI} \geq M_{SI} \cdot (SF + S_t)$$

$$M_{NSI} \geq 181 \cdot (2 + 0)$$

$$\underline{M_{NSI} \geq 362 \text{ Nm}}$$

SF.....provozní součinitel (hodnota pro jeřáby a zdvihací zařízení je SF = 2,0)

S_t.....teplotní součinitel (pro teploty do 50° je S_t = 0)

Dle katalogu je nejbližší vyšší hodnota jmenovitého krouticího momentu spojky **412 Nm**, vyhovující spojka je tedy s označením velikosti 30 (viz příloha G).

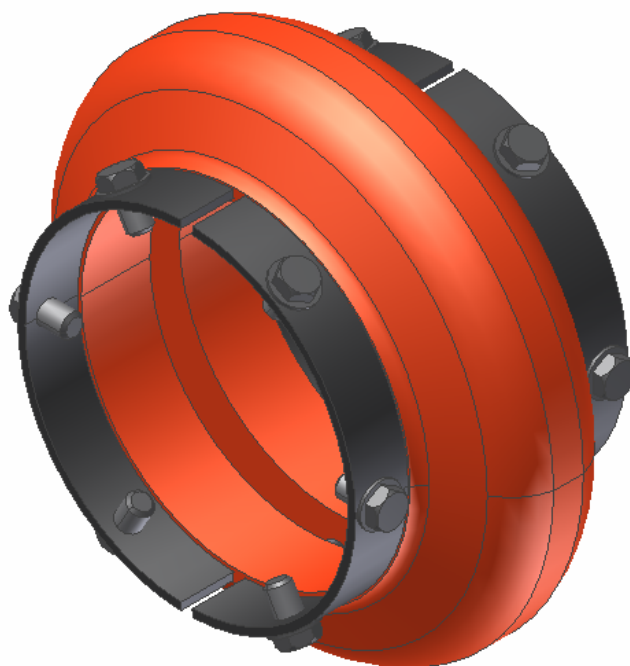
Navržená spojka: (viz příloha G, obr. 2.5a)

Označení dle výrobce: **SPOJKA REXNORD E30–M SHCB–STL**

Specifikace:	E	obručová spojka OMEGA
	30	velikost spojky
	M	provedení s metrickými rozměry
	SHCB	vlastní provedení nábojů (pro rozdílné průměry hřídelů)
	STL	materiál nábojů – ocel

Parametry spojky:

- jmenovitý krouticí moment $M_{NS1} = 412 \text{ Nm}$
- moment setrvačnosti spojky $J_{S1} = 0,034 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$



Obr. 2.5a: Spojka REXNORD OMEGA

2.6 Návrh hřídele lanového bubnu

Do návrhu hřídele lanového bubnu je nutné zahrnout podmínku možnosti výměny lana na jedné z větví kladkostroje výložníku. To znamená, že celkovou sílu, která působí od zavěšení výložníku, musí být schopna přenést pouze jedna strana zdvihového vrátku. Navrhovaný hřídel lanového bubnu musí být schopen vydržet zatížení rovné dvojnásobku síly působící na lanový buben při provozu obou větví. Velikost této síly se bude uvažovat při stavu mimořádného provozu (viz tab. 2.1B). Při určení síly, která bude zatěžovat lanový buben, se musí zvážit, zda bude vyšší hodnota síly působící při provozním stavu při zavěšení pouze na jedné větvi (F_{LP}) nebo síla působící při činnosti obou větví v mimoprovozním stavu (F_L). Pro výpočet se potom použije vyšší hodnota z těchto sil.

- síla působící na lanový buben při jednostranném zavěšení výložníku v provozním stavu ($i_F = 0,25$; $F_{LSC} = 353732 \text{ N}$, viz tab. 2.1B).

$$F_{LSP} = F_{LSC} \cdot i_F$$

$$F_{LSP} = 353732 \cdot 0,25 = 88433 \text{ N} \quad [\text{N}; -]$$

- síla působící na lanový buben při oboustranném zavěšení výložníku v mimoprovozním stavu ($i_F = 0,125$; $F_{LSC} = 830213 \text{ N}$, viz tab. 2.1B).

$$F_{LS} = F_{LSC} \cdot i_F$$

$$F_{LS} = 830213 \cdot 0,125 = 103777 \text{ N} \quad [\text{N}; -]$$

Pro návrh průměru hřídele lanového bubnu se musí uvažovat větší z hodnot F_{LS} a F_{LSP} . K této síle musí být ještě přičtena dynamická složka síly F_{LD} (viz kap. 2.4). Z toho vyplývá, že maximální velikost síly zatěžující hřídel lanového bubnu je rovna hodnotě $F_L = 104602 \text{ N}$ ($F_{LS} \geq F_{LSP}$).

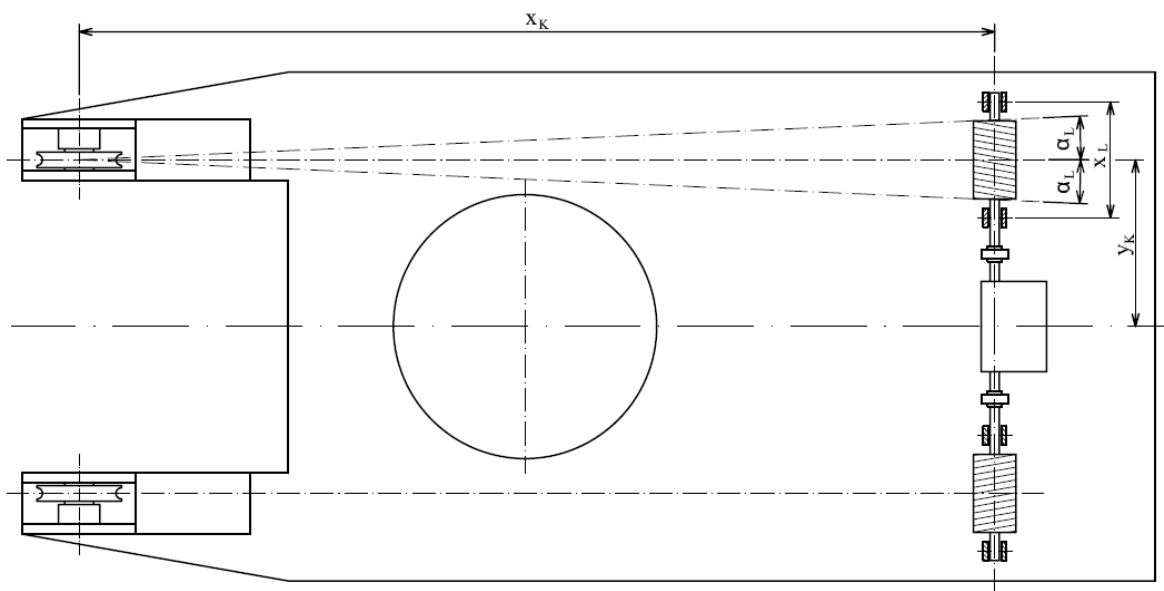
- maximální krouticí moment na hřídeli lanového bubnu

$$M_{KB} = F_L \cdot \frac{D_B}{2}$$

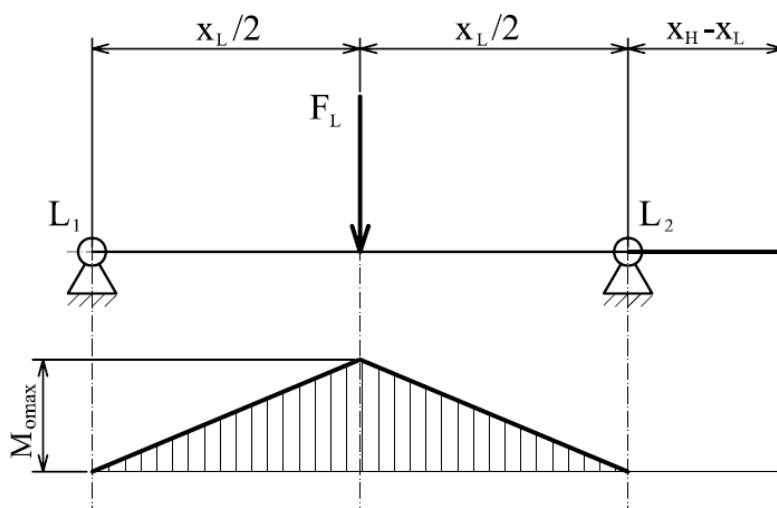
$$M_{KB} = 104602 \cdot \frac{0,6}{2} = 31381 \text{ Nm} \quad [\text{Nm}; \text{N}; \text{m}]$$

Pro určení minimálního průměru hřídele lanového bubnu je nutné znát kromě maximálního krouticího momentu působícího na hřídel také maximální ohybový moment působící mezi místy uložení hřídele – ložiskovými domky. Průměr hřídele se potom určí podle redukovaného momentu.

Uložení hřídele se musí určit tak, aby okraje lanového bubnu, kde je krajní poloha působíště síly v laně F_L , byly ve vzdálenosti od středové roviny otočné části shazovacího vozu v rozmezí od 800 mm do 2000 mm. Je to dáno tím, že úhel náběhu lana do kladek může být maximálně $\pm 3^\circ$ ($\alpha_{L\max} = 3^\circ$). Osa lanového bubnu je umístěna v zadní části otočného dílu ve vzdálenosti $x_K = 11,2$ m od osy převáděcích kladek, osa převáděcí kladky je ve vzdálenosti $y_K = 1,4$ m od středové roviny otočné části shazovacího vozu (viz obr. 2.6a.). Uložení hřídele lanového bubnu bude dle obr. 2.6b. Vzdálenost mezi ložisky pro uložení hřídele se zvolí $x_L = 1000$ mm. Jsou použity lanové bubny o šířce $x_B = 750$ mm a roztečném průměru $D_B = 630$ mm, vzdálenost mezi ložisky je tedy vyhovující.



Obr. 2.6a: Poloha lanových bubnů



Obr. 2.6b: Uložení a silové zatížení hřídele lanového bubnu

- maximální ohybový moment působící na hřídel (viz obr. 2.6b)

$$M_{o \max} = \frac{F_L \cdot x_L}{4}$$

$$M_{o \max} = \frac{104602 \cdot 1}{4} = 26150 \text{ Nm}$$

[Nm; N; m]

- materiál hřídele 11500

- mez kluzu materiálu $R_e = 245 \text{ MPa}$

- součinitel bezpečnosti $k = 1,5$

- dovolené napětí pro zajištění bezpečnosti

$$\sigma_{oD} = \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_{oD} = \frac{245}{1,5} = 163,3 \text{ MPa}$$

[MPa; –]

- opravný součinitel pro střídavý M_O a stálý M_K [2] $\alpha_B = 0,73$

- redukovaný ohybový moment

$$M_{red} = \sqrt{M_{Omax}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{KB})^2}$$

$$M_{red} = \sqrt{26150^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot 31381)^2} = 32824 \text{ Nm} \quad [\text{Nm}; -]$$

- minimální průměr hřídele lanového bubnu

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{oD}$$

$$\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot d_H^3} \leq \sigma_{oD} \Rightarrow d_H \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{oD}}}$$

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 32824}{3,14 \cdot 163,3 \cdot 10^6}} = 0,127 \text{ m} = 127 \text{ mm} \quad [\text{m}; \text{Nm}; \text{Pa}]$$

2.7 Návrh spojky za převodovkou

Pro spojení hřídele lanového bubnu s výstupním hřídelem převodovky bude navržena kotoučová třecí spojka. Spojka se navrhne pro krouticí moment na hřídeli lanového bubnu M_{KB} o velikosti 31381 Nm (viz kap. 2.6).

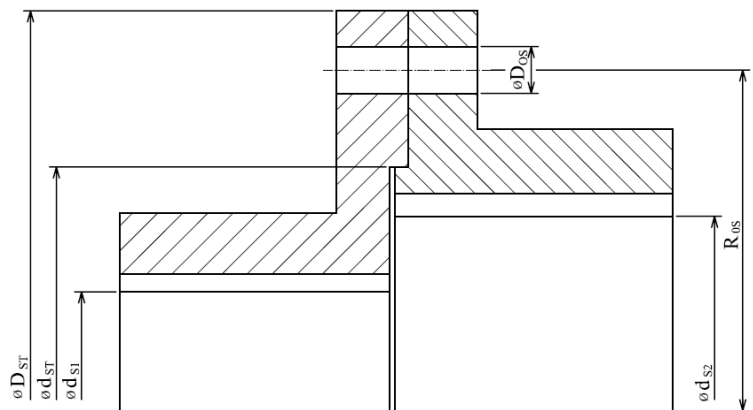
Kotoučová spojka je nejpoužívanější pevnou neovládanou spojkou. Skládá se ze dvou kotoučů pevně spojených čtyřmi až dvanácti šrouby. Kotouče, hnací a hnaný, jsou s koncem hřídele spojeny perem, nalisováním, přivařením nebo mohou být na koncích nakovány. Středění je zajištěno osazením v jedné a vybráním na druhé části spojky. Šrouby spojující kotouče jsou v dírách přírub volně, točivý moment je přenášen třením na mezikruhové ploše. [2]

Postup návrhu spojky je následující:

- 1) Pro maximální přenášený moment spojky M_{KB} se určí třecí moment M_{TS} .
- 2) Navrhnu se hlavní rozměry spojky, počet, velikost a pevnostní třída spojovacích šroubů tak, aby vypočítaná síla předpětí ve šroubovém spoji F_Q byla menší než dovolená osová síla F_{OD} ve zvoleném šroubu (viz příloha H). Pro výpočet se použijí níže uvedené vztahy. Navržené vyhovující rozměry spojky jsou uvedeny

na obr. 2.7a. V návrhu jsou již zahrnuty průměry spojovaných hřídelů převodové skříně a lanového bubnu.

- 3) Pro vybraný šroub se vypočítá utahovací moment M_U a zkontroluje se s dovolenou hodnotou M_{UD} podle tabulky v příloze H.



Obr. 2.7a: Hlavní rozměry třecí kotoučové spojky

- maximální přenášený krouticí moment spojkou $M_{KB} = 31381 \text{ Nm}$
- součinitel bezpečnosti přenosu $k_w = 1,5$ [-]

- třecí moment spojky

$$M_{TS} = M_{KB} \cdot k_w$$

$$M_{TS} = 31381 \cdot 1,5 = 47071 \text{ Nm} \quad [\text{Nm}; -]$$

- počet šroubových spojů $i_s = 10$ [-]
- součinitel tření mezi třecími plochami spojky $f_s = 0,15$ [-]
- roztečný poloměr šroubových spojů $R_{0S} = 175 \text{ mm}$
- síla předpětí šroubového spoje

$$F_Q = \frac{M_{TS}}{i_s \cdot f_s \cdot R_{0S}}$$

$$F_Q = \frac{47071}{10 \cdot 0,15 \cdot 0,175} = 179317 \text{ N} \quad [\text{N}; \text{Nm}; -, \text{m}]$$

- volba pevnostního šroubu (viz příloha H)

- šroub M30 – pevnostní třída 6.8 (dle ISO)

- maximální osová síla ve šroubu $F_{OD} = 180872 \text{ N}$

$$F_Q \leq F_{OD} \dots 179317 \text{ N} \leq 180872 \text{ N} \dots \text{vyhovuje}$$

- parametry šroubu M30: $d_{z2} = 27,727 \text{ mm}$

$$P_h = 3,5 \text{ mm}$$

$$D_{OS} = 33 \text{ mm}$$

$$D_{KS} = 46 \text{ mm}$$

$$f_z = 0,15 \quad [-]$$

- utahovací moment šroubového spoje

$$M_U = \frac{F_Q}{2} \cdot (d_{z2} \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_z') + f_z \cdot D_{PS})$$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_{z2}}\right)$$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{3,5}{3,14 \cdot 27,727}\right) = 2,3^\circ \quad [^\circ; \text{mm}]$$

$$\varphi_z' = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos 30^\circ}\right)$$

$$\varphi_z' = \arctan\left(\frac{0,15}{\cos 30^\circ}\right) = 9,83^\circ \quad [^\circ; -]$$

$$D_{PS} = \frac{D_{KS} + D_{OS}}{2}$$

$$D_{PS} = \frac{46 + 33}{2} = 39,5 \text{ mm} \quad [\text{mm}]$$

$$M_U = \frac{179317}{2} \cdot (27,727 \cdot \tan(2,3 + 9,83) + 0,15 \cdot 39,5) \cdot 10^{-3}$$

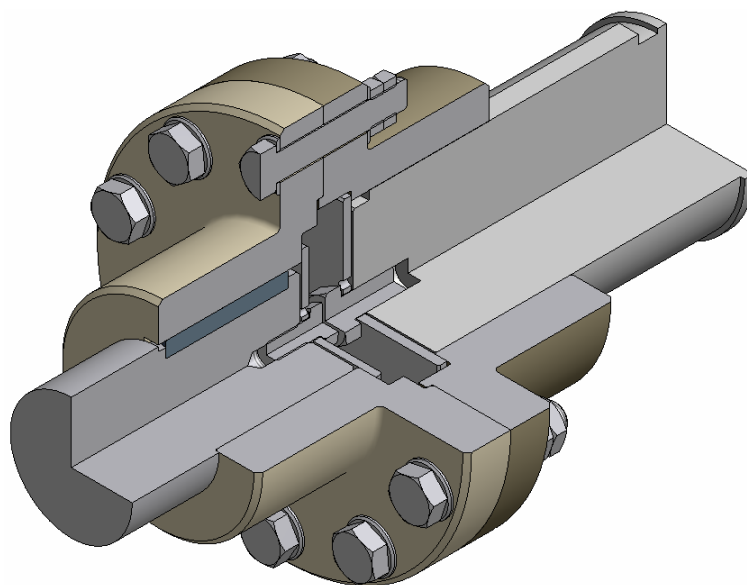
$$\underline{M_U = 1065 \text{ Nm}} \quad [\text{N}; \text{mm}; ^\circ; -]$$

- dovolený utahovací moment M_{UD} pevnostního šroubu (viz příloha H)

- šroub M30, pevnosti 6.8 ... $M_{UD} = 1056 \text{ Nm}$; ($F_{OD} = 180872 \text{ N}$)
 $M_U \leq M_{UD} \dots 1065 \text{ Nm} > 1056 \text{ Nm} \dots \textbf{nevyhovuje} \Rightarrow$ šroub vyšší
 pevnosti

- šroub M30, pevnosti 8.8 ... $M_{UD} = 1408 \text{ Nm}$; ($F_{OD} = 241163 \text{ N}$)
 $M_U \leq M_{UD} \dots 1065 \text{ Nm} \leq 1408 \text{ Nm} \dots \textbf{vyhovuje}$
 $F_Q \leq F_{OD} \dots 179317 \text{ N} \leq 241163 \text{ N} \dots \textbf{vyhovuje}$

Navržená třecí kotoučová spojka dle obr. 2.7b obsahuje 10ks šroubových spojů s pevnostními šrouby M30, pevnosti 8.8, jejichž utahovací moment je 1065 Nm a osová síla ve šroubu je 179317 N. Šrouby jsou na roztečném poloměru 175mm od osy otáčení. Třecí plocha mezi kotouči bude s vnitřním průměrem 250 mm a s vnějším průměrem 430 mm dle obr. 2.7a. Tlak působící na této ploše nesmí přesáhnout dovolenou hodnotu 80 MPa. Pevnostní kontrola šroubů je uvedena v kap. 3.1.



Obr. 2.7b: Třecí kotoučová spojka

2.8 Brzda pohonu vrátku

Brzda bude umístěna v místě nejmenšího brzdného momentu, tedy na vstupním hřídeli do převodovky. Přednostně bude vybrána bubnová čelist'ová brzda od výrobce SIBRE. Důvodem je unifikace dílů pro použití komponentů na shazovacím voze (brzdy všech pohonů jsou stejné, liší se pouze velikostí brzdného účinku). Bude vybrána velikost brzdy dle brzdného momentu působícího v místě před převodovkou. Průměr brzdného bubnu bude sjednocen s brzdnými bubny jiných pohonů na stroji.

Potřebné parametry k určení brzdného momentu:

$M_{KB} = 31381 \text{ Nm}$...krouticí moment působící na hřídel lanového bubnu

$i_P = 400$...převodový poměr

$J_M = 0,285 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$...moment setrvačnosti elektromotoru

$J_b = 0,132 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$...moment setrvačnosti brzdného bubnu

$J_{S1} = 0,034 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$...moment setrvačnosti spojky za motorem

$t_b = 0,3 \text{ s}$...čas brždění

$n_M = 978 \text{ min}^{-1}$...jmenovité otáčky motoru

- brzdny moment na vstupu do převodovky

$$M_b = \frac{2 \cdot M_{KB}}{i_P} + (J_M + J_{S1} + J_b) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{t_b}$$

$$M_b = \frac{2 \cdot 31381}{400} + (0,285 + 0,034 + 0,132) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 978}{60 \cdot 0,3}$$

$$M_b = 311 \text{ Nm} \quad [\text{Nm}; -; \text{Kg}\cdot\text{m}^2; \text{s}; \text{min}^{-1}]$$

- vybraná brzda

SIBRE TE 250 s brzdny účinkem 100 – 850 Nm

3 Pevnostní kontrola

3.1 Kontrola pevnostních šroubů třecí spojky

Pro kombinované namáhání krutem a tahem se stanoví ekvivalentní napětí působící na šroub při jeho montáži (utahovací moment a předpětí šroubu). Protože je šroubový spoj namáhán příčnou silou a předpokládá se přenos zatížení pouze třením, bude šroub namáhán tahem silou předpětí F_Q a během montáže také krutem odporovým momentem v závitu M_{ZU} . Mezním napětím při statickém zatížení strojních součástí je mez kluzu R_e . [5]

Zadané a vypočítané veličiny pro níže uvedený postup:

$R_{eS} = 800 \text{ MPa}$...mez kluzu materiálu šroubů (viz příloha H)

$k_p = 1,5$...požadovaná bezpečnost (obecná hodnota)

$F_Q = 179317 \text{ N}$...síla předpětí ve šroubovém spoji

$d_{Z2} = 27,727 \text{ mm}$...střední průměr závitu šroubu M30

$d_{Z3} = 25,706 \text{ mm}$...průměr jádra závitu šroubu M30

$\gamma_Z = 2,3^\circ$...úhel stoupání šroubovice závitu

$\varphi_Z' = 9,83^\circ$...třecí úhel závitu

- odporový krouticí moment v závitu šroubu

$$M_{ZU} = \frac{F_Q}{2} \cdot d_{Z2} \cdot \tan(\gamma_Z + \varphi_Z')$$

$$M_{ZU} = \frac{179317}{2} \cdot 27,727 \cdot \tan(2,3 + 9,83) \cdot 10^{-3} = 534 \text{ Nm} \quad [\text{Nm}; \text{N}; \text{mm}; ^\circ]$$

- napětí v krutu působící na šroub (průměr jádra závitu $d_{Z3} = 25,706 \text{ mm}$)

$$\tau_{kS} = \frac{16 \cdot M_{ZU}}{\pi \cdot d_{Z3}^3}$$

$$\tau_{kS} = \frac{16 \cdot 534}{\pi \cdot 25,706^3} \cdot 10^3 = 160 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}; \text{Nm}; \text{mm}]$$

- tahové napětí ve šroubu

$$\sigma_{t\dot{s}} = \frac{4 \cdot F_Q}{\pi \cdot d_{Z3}^2}$$

$$\sigma_{t\dot{s}} = \frac{4 \cdot 179317}{\pi \cdot 25,706^2} = 346 \text{ MPa} \quad [\text{MPa; N; mm}]$$

- ekvivalentní napětí v nosném průřezu šroubu

$$\sigma_{e\dot{s}} = \sqrt{\sigma_{t\dot{s}}^2 + 3 \cdot \tau_{k\dot{s}}^2}$$

$$\sigma_{e\dot{s}} = \sqrt{346^2 + 3 \cdot 160^2} = 443 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}]$$

- dovolené napětí v tahu pro materiál šroubu M30 x 150 pevnosti 8.8

$$\sigma_{tD\dot{s}} = \frac{R_{e\dot{s}}}{k_p}$$

$$\sigma_{tD\dot{s}} = \frac{800}{1,5} = 530 \text{ MPa} \quad [\text{MPa; –}]$$

- kontrola mezního napětí

$$\sigma_{e\dot{s}} \leq \sigma_{tD\dot{s}} \dots 443 \text{ MPa} \leq 530 \text{ MPa} \dots \underline{\text{vyhovuje}}$$

3.2 Kontrola dovoleného tlaku na třecí ploše spojky

V kap. 2.7 byla stanovena velikost mezikruhov \acute{e} třecí plochy spojky s vnitřním průměrem $d_{ST} = 250\text{mm}$ a s vnějším průměrem $D_{ST} = 430\text{mm}$ (obr. 2.7a). Tyto hodnoty byly navrženy na základě velikosti spojky bez kontrolního výpočtu. Proto je nutné provést výpočet hodnoty tlaku p_S , který mezi oběma kotouči na stykové ploše spojky působí. Velikost tohoto tlaku nesmí přesáhnout dovolenou hodnotu tlaku $p_{SD} = 80\text{MPa}$. [2]

- tlak ve stykové ploše kotoučů se vypočte ze vztahu

$$p_s = \frac{4 \cdot i_s \cdot F_Q}{\pi \cdot (D_{ST}^2 - d_{ST}^2)}$$

$$p_s = \frac{4 \cdot 10 \cdot 179317}{\pi \cdot (430^2 - 250^2)} = 18,65 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}; -; \text{N}; \text{mm}]$$

- dovolená hodnota

$$p_s \leq p_{SD} \dots 18,65 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \dots \underline{\text{vyhovuje}}$$

3.3 Kontrola pera hřídele lanového bubnu

Kontrola pera na smyk a otláčení. Pero přenáší krouticí moment mezi kotoučem třecí spojky a hřídelem lanového bubnu. Velikost krouticího momentu odpovídá maximální hodnotě krouticího momentu působícího na hřídel lanového bubnu M_{KB} .

Zadané hodnoty pro kontrolní výpočet:

$M_{KB} = 31381 \text{ Nm}$... maximální hodnota přenášeného krouticího momentu

$d_{S1} = 130 \text{ mm}$... průměr uložení náboje a hřídele

$PERO 32x18x140$... těsné pero ($b_p = 32 \text{ mm}$; $h_p = 18 \text{ mm}$; $l_p = 140 \text{ mm}$)

$i_{PS} = 1$... počet použitých per

$p_{PD} = 120 \text{ MPa}$... mezní hodnota dovoleného tlaku pro neposuvný ocelový náboj [3]

$\tau_{PD} = 125 \text{ MPa}$... dovolené smykové napětí materiálu pera (ocel 11700) [4]

- působící tlak

$$p_P = \frac{2 \cdot M_{KB}}{i_{PS} \cdot d_{S1} \cdot 0,45 \cdot h_p \cdot l_p}$$

$$p_P = \frac{2 \cdot 31381}{1 \cdot 130 \cdot 0,45 \cdot 18 \cdot 140} \cdot 10^3 = 426 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}; \text{Nm}; -; \text{mm}]$$

- působící smykové napětí

$$\tau_P = \frac{2 \cdot M_{KB}}{i_{PS} \cdot d_{S1} \cdot b_P \cdot l_P}$$

$$\tau_P = \frac{2 \cdot 31381}{1 \cdot 130 \cdot 32 \cdot 140} \cdot 10^3 = 108 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}; \text{Nm}; -, \text{mm}]$$

- kontrola tlaku a napětí s dovolenými hodnotami

$$p_P \leq p_{PD} \dots 426 \text{ MPa} > 120 \text{ MPa} \dots \textbf{nevyhovuje}$$

$$\tau_P \leq \tau_{PD} \dots 108 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa} \dots \textbf{vyhovuje}$$

Pro navržené pero nevyhovuje pevnostní výpočet z hlediska otlačení pera. Pro snížení působícího tlaku se navrhne pero větší a počet per se zvýší z jednoho kusu na tři. Provede se následně stejná kontrola na otlačení pro nové parametry pera.

Změněné parametry pera pro snížení působícího tlaku

PERO 36x20x160 ...těsné pero ($b_P = 36\text{mm}$; $h_P = 20\text{mm}$; $l_P = 160\text{mm}$)

$i_{PS} = 3$...počet použitých per

- působící tlak

$$p_P = \frac{2 \cdot M_{KB}}{i_{PS} \cdot d_{S1} \cdot 0,45 \cdot h_P \cdot l_P}$$

$$p_P = \frac{2 \cdot 31381}{3 \cdot 130 \cdot 0,45 \cdot 20 \cdot 160} \cdot 10^3 = 112 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}; \text{Nm}; -, \text{mm}]$$

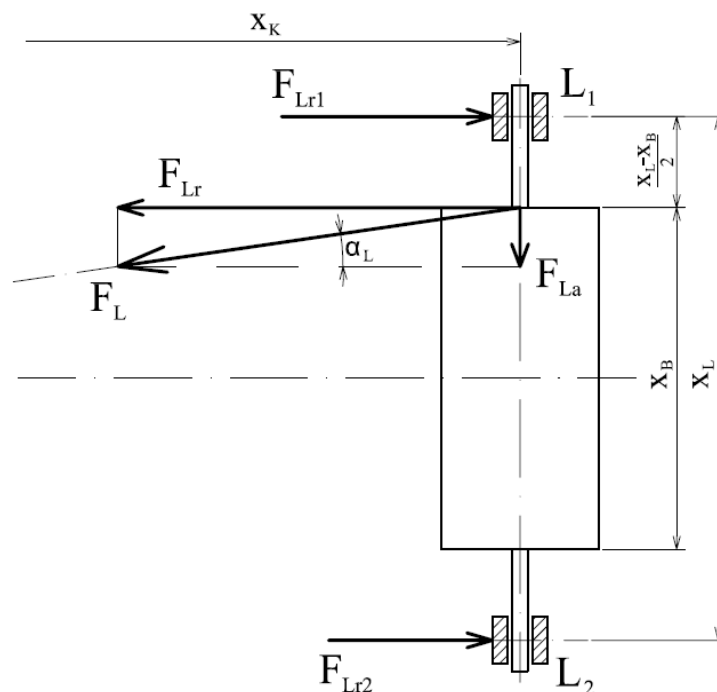
- kontrola tlaku

$$p_P \leq p_{PD} \dots 112 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \dots \textbf{vyhovuje}$$

Pro přenos krouticího momentu hřídele lanového bubnu a kotouče třecí spojky budou použita 3 těsná pera 36x20x160 materiálu 11700.

3.4 Základní výpočet trvanlivosti ložiska

Pro uložení hřídele lanového bubnu budou použita soudečková ložiska FAG. Na každé straně bubnu bude jedno ložisko, které bude uloženo vnitřním kroužkem na hřídeli bubnu, vnější kroužek bude uložen v ložiskovém tělese. Obě ložiska budou typově shodná, budou společně zachycovat radiální sílu F_{Lr} od lanového bubnu, pouze jedno ložisko bude zachycovat navíc i axiální sílu F_{La} vznikající od síly působení lana na lanový buben v případě, že bude lano působit na buben mimo střed lanového bubnu. Maximální velikost axiální síly bude v případě působení lana na okrajích bubnu dle obr. 3.4a.



Obr. 3.4a: Složky síly působící na buben v krajní poloze lana

$$x_B = 750 \text{ mm}; x_L = 1000 \text{ mm}; x_K = 11200 \text{ mm}$$

- úhel náběhu lana na buben v krajní poloze bubnu

$$\alpha_L = \arctan\left(\frac{x_B}{2 \cdot x_K}\right)$$

$$\alpha_L = \arctan\left(\frac{750}{2 \cdot 11200}\right) = 1,92^\circ \quad [^\circ; \text{mm}]$$

Dle zadané polohy středu bubnu (x_K, y_K) a dle jeho šířky (x_B) je maximální hodnota náběhového úhlu lana na lanový buben rovna $\alpha_L = 1,9^\circ$ (viz obr. 2.6a. a 3.4a). Pro výpočet životnosti ložiska je třeba do výpočtu uvažovat radiální a axiální sílu působící na ložisko v jejich maximálních hodnotách (v krajní poloze náběhu lana na buben).

- axiální síla působící na lanový buben

$$F_{La} = F_L \cdot \sin \alpha_L$$

$$F_{La} = 104602 \cdot \sin 1,92 = 3502 \text{ N} \quad [\text{N}; ^\circ]$$

- radiální reakce působící v ložiskách lanového bubnu (obr. 3.4a)

(z momentové rovnováhy se určí radiální síly F_{Lr1} a F_{Lr2} v ložiskách L_1 a L_2)

$$F_{Lr2} = (F_L \cdot \cos \alpha_L) \cdot \frac{x_L - x_B}{2 \cdot x_L}$$

$$F_{Lr2} = (104602 \cdot \cos 1,92) \cdot \frac{1000 - 750}{2 \cdot 1000} = 13068 \text{ N} \quad [\text{N}; ^\circ; \text{mm}]$$

$$F_{Lr1} = (F_L \cdot \cos \alpha_L) - F_{Lr2}$$

$$F_{Lr1} = (104602 \cdot \cos 1,92) - 13068 = 91475 \text{ N} \quad [\text{N}; ^\circ]$$

Pro stanovení životnosti ložiska se musí uvažovat větší z hodnot F_{Lr1} a F_{Lr2} . Radiální síla působící na ložisko je $F_{Lr1} = 91475 \text{ N}$.

- typ ložiska FAG (parametry dle katalogu viz příloha I)
 - **SOUDEČKOVÉ LOŽISKO 23232-E1-K-TVPB**
 - ložisko s kuželovou dírou 1:12
 - ložisko je na hřídeli připevněno pomocí upínacího pouzdra
 - hlavní rozměry $d_L / D_L / B_L = 160 / 290 / 104$ [mm]
 - součinitel zatížení $e = 0,34$
 - koeficienty axiálního zatížení $Y_1 = 2$; $Y_2 = 2,98$
 - základní dynamická únosnost ložiska $C_r = 1460000 \text{ N}$
 - exponent typu ložiska $p = 10/3$

- ekvivalentní zatížení ložiska (dle katalogu FAG)

$$P_L = F_{Lr1} + Y_1 \cdot F_{La} \quad \dots \text{ pro } F_{La} / F_{Lr1} \leq e \quad (e = 0,34)$$

$$P_L = 0,67 \cdot F_{Lr1} + Y_2 \cdot F_{La} \quad \dots \text{ pro } F_{La} / F_{Lr1} > e \quad (e = 0,34)$$

$$\frac{F_{La}}{F_{Lr1}} = \frac{3502}{91475} = 0,04 \Rightarrow P_L = F_{Lr1} + Y_1 \cdot F_{La}$$

$$P_L = 91475 + 2 \cdot 3502 = 98478 \text{ N} \quad [\text{N}]$$

- základní trvanlivost ložiska

$$L = \left(\frac{C_r}{P_L} \right)^p$$

$$L = \left(\frac{1460000}{98478} \right)^{\frac{10}{3}} = 8005 \quad [10^6 \text{ ot}] \quad [\text{ot}; \text{N}; -]$$

- otáčky lanového bubnu ($D_B = 0,63 \text{ m}$; $v_L = 0,096 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)

$$n_B = \frac{v_L}{D_B \cdot \pi}$$

$$n_B = \frac{0,096}{0,63 \cdot \pi} = 0,048 \text{ s}^{-1} = 2,91 \text{ min}^{-1} \quad [\text{s}^{-1}; \text{m} \cdot \text{s}^{-1}; \text{m}]$$

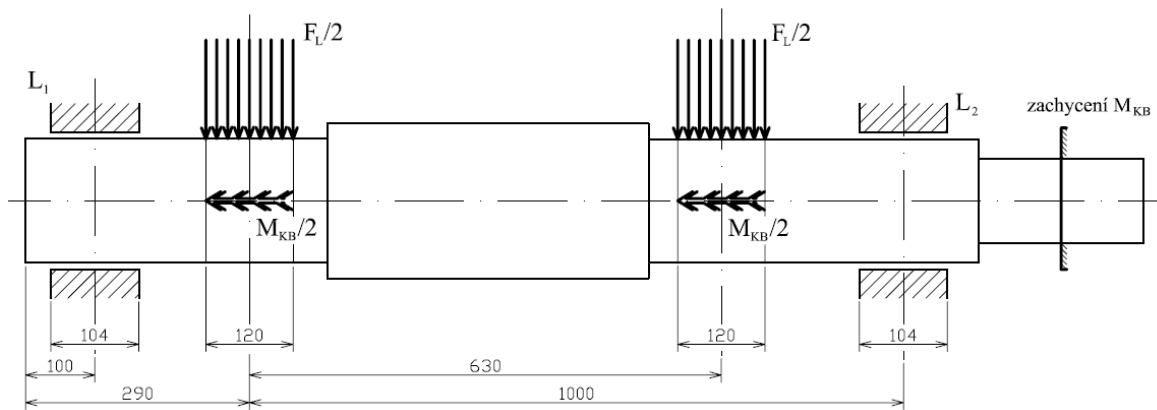
- životnost ložiska

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_B}$$

$$L_h = 8005 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2,91} = 45\,987\,444 \text{ h} \quad [\text{h}; 10^6 \text{ ot}; \text{min}^{-1}]$$

3.5 Simulace zatížení hřídele bubnu

Simulace zatížení lanového bubnu je provedeno v programu Pro/ENGINEER ve výpočtovém modulu MECHANICA umožňující simulaci a analýzu zatížení 3D modelů strojních součástí s grafickým zobrazením výsledků. Hřídel lanového bubnu je zatížen dle obr. 3.5a. Na hřídel vstupuje krouticí moment M_{KB} od hnacího agregátu. Ten z hřídele vystupuje rovnoměrně rozdělen v místech uložení čel bubnu. V místech, kde jsou připojeny ke hřídeli čela bubnu, působí zatížení od lanového bubnu vyvolaného silou v laně F_L . Právě tato síla je rozdělena rovnoměrně na dvě poloviny a působí na hřídel, kde vyvolává ohyb hřídele mezi ložisky.

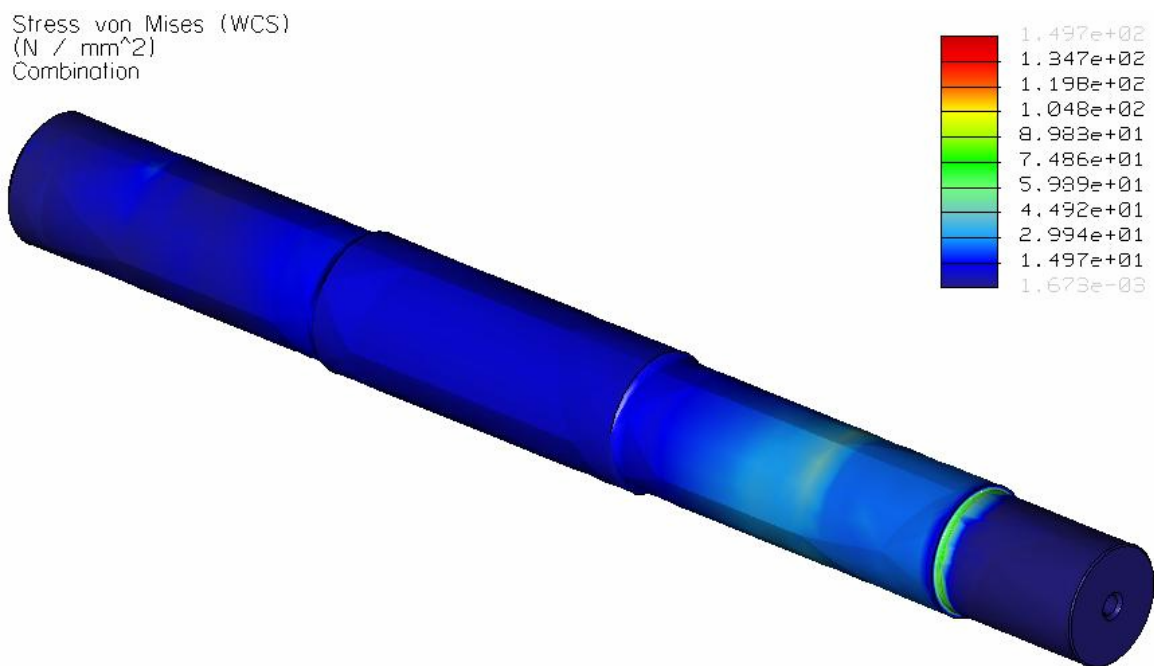


Obr. 3.5a: Schema zatížení hřídele pro simulaci

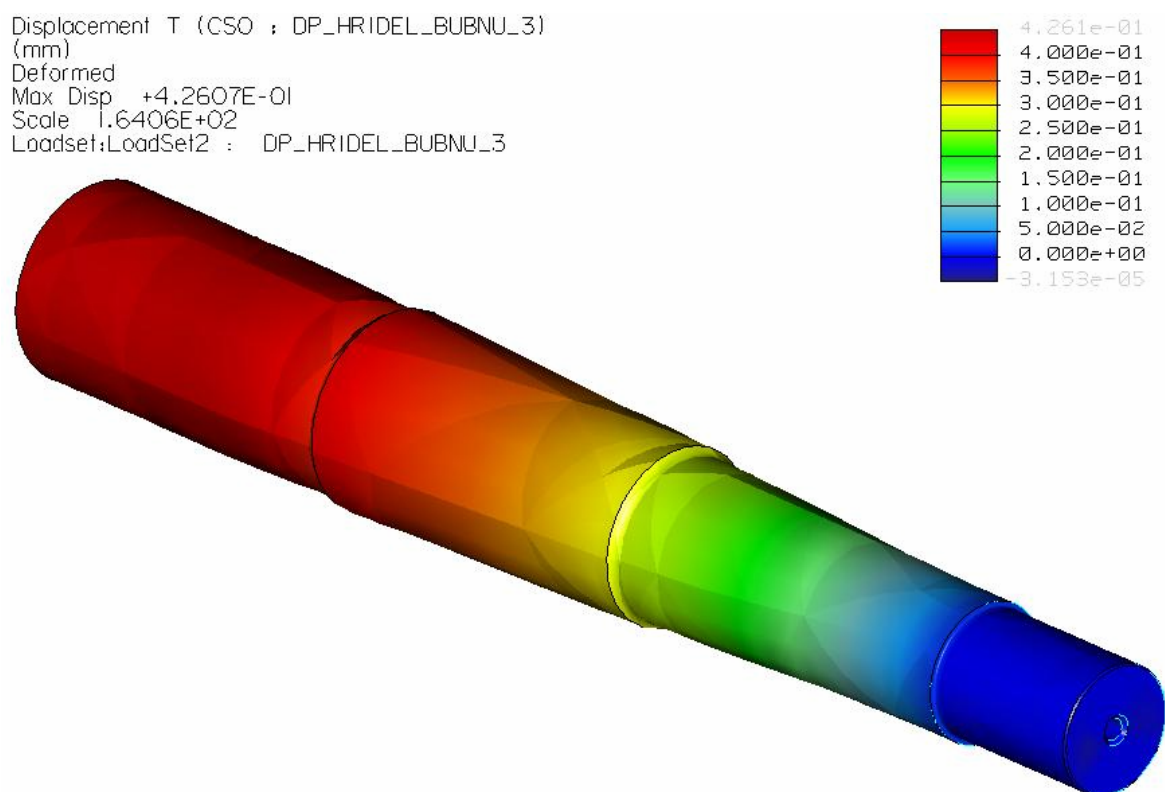
kde: $F_L = 104602 \text{ N}$...síla působící na lanový buben
 $M_{KB} = 15690 \text{ Nm}$...krouticí moment na hřídeli

Po zatížení hřídele lanového bubnu dle obr. 3.5a následuje grafické zobrazení výsledků:

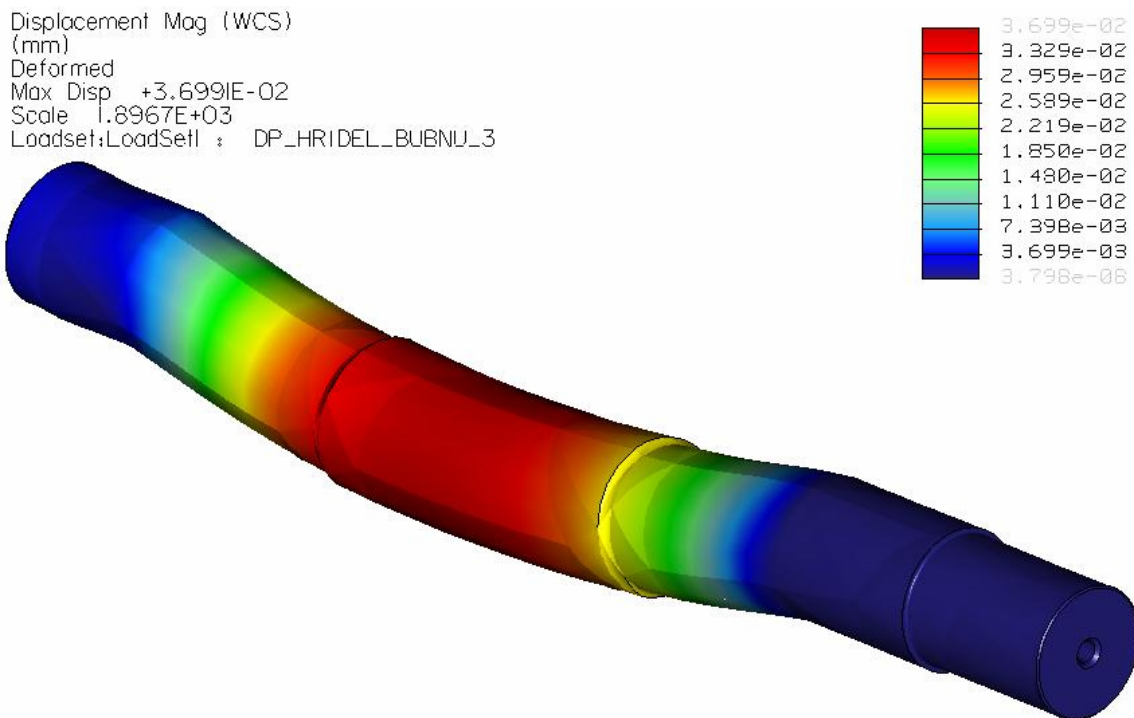
- a) celkové napětí působící na hřídeli (obr. 3.5b)
- b) deformace hřídele vyvolaná krutem (obr. 3.5c)
- c) průhyb hřídele (obr. 3.5d)



Obr. 3.5b: Rozložení napětí na hřídeli



Obr. 3.5c: Zkroucení hřídele



Obr. 3.5d: Průhyb hřídele

Z výše uvedených grafických zobrazení je patrné, že zvýšené napětí působí v místě přechodu z průměru hřídele ze 130mm na 140mm. Velikost tohoto napětí však nepřevyšuje dovolenou hodnotu napětí materiálu hřídele $\sigma_{0D} = 163,3 \text{ MPa}$ (kap. 2.6).

Celkovou deformaci hřídele způsobuje především namáhání krutem. Deformace zkroucením je v místě volného konce hřídele o velikosti 0,4 mm. Maximální průhyb hřídele je dle grafického zobrazení v prostřední části hřídele o velikosti 0,03 mm. Z těchto dvou hodnot lze usoudit, že krouticí moment způsobuje přibližně 10 krát větší deformaci hřídele než zatížení ohybem.

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout zdvihový vrátek pro projektovaný shazovací vůz s označení SV 1800H/01 ve firmě NOEN, a. s. Hlavním úkolem bylo provést návrh kompletního celku pohonu vrátku včetně navíjecích bubnů, převodovky, spojky apod. Součástí bylo také modelování jednotlivých komponentů vrátku v programu Inventor 2010 a následné sestavení do kompaktního celku. Součásti byly v některých případech vybírány z katalogů od různých výrobců, v jiném případě bylo potřeba navrhnout díl z důvodu levnější výroby nebo nedostupnosti od výrobců.

V první části práce je popsán shazovací vůz a zvoleny možnosti způsobu zdvihů sklopných částí velkostrojů obecně a systém zdvihu použitý na shazovacím voze.

Následující kapitola se zabývá vlastním návrhem jednotlivých komponentů zdvihového vrátku společně s vytvořením modelů pro následné vložení do sestavy zdvihu. Stanovení komponentů s vyhovujícími technickými parametry vychází ze zatížení pro jednotlivé provozní stavy stroje. Základem pro výpočet je statická složka síly působící v laně kladkostroje dle jeho převodu. Dynamická složka síly je do výpočtu zahrnuta až po určení komponentů pohonu (motoru a převodovky).

Poslední část této práce obsahuje pevnostní kontrolní výpočet vybraných dílů. V kapitole jsou uvedeny typy vybraných ložisek pro uložení hřídele lanového bubnu se stanovením jejich životnosti. Nakonec je zde analýza zatížení hřídele lanového bubnu metodou konečných prvků s grafickým zobrazením výsledků napětí a deformace.

Výsledkem práce je sestavení navržených dílů zdvihového vrátku, který bude společně s kladkostrojem použit ve výstavbě nového shazovacího vozu pracujícího v návaznosti na nové skrývkové kolesové rýpadlo KK1300 v Dolech Bílina. K práci jsou také přiloženy výkresy výrobní dokumentace vybraných dílů ze zdvihového vrátku včetně projekčního výkresu celkové sestavy vrátku.

Seznam použité literatury

- [1] ČSN ISO 8087. Zdvihačí zařízení. Velikosti bubnů a kladek. Mobilní jeřáby. [s.l.] : ISO, Listopad 1992. 4 s.
- [2] ŘEŘÁBEK, A. Stavba a provoz strojů pro školu a praxi – Strojní součásti 2. Scientia Praha. 2009, s. 254. ISBN 978-80-86960-21-0.
- [3] PEŠÍK, L. Části strojů 2.díl. TUL. 2008, s.201. ISBN 978-80-7372-320-0.
- [4] ŘASA, J.; ŠVERCL, J. Strojnické tabulky pro školu a praxi. Scientia Praha. 2004, s. 753. ISBN 80-7183-312-6.
- [5] PEŠÍK, L. Části strojů 1.díl. TUL. 2008, s.201. ISBN 978-80-7372-319-4.

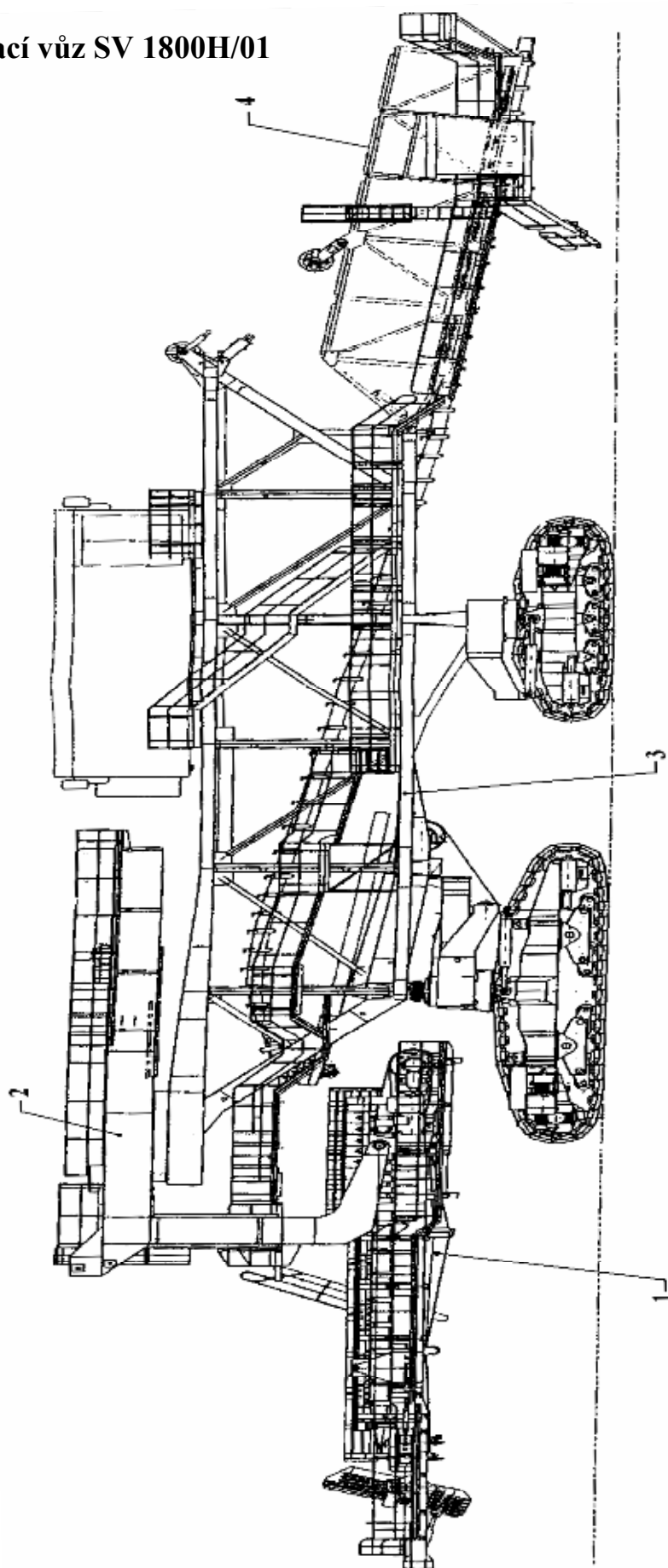
Seznam příloh

Příloha A:	Shazovací vůz SV 1800H/01
Příloha B:	Technické parametry elektromotorů SIEMENS
Příloha C:	Hodnoty součinitele provozu, zatížení a spouštění pro převodovku SEW
Příloha D:	Parametry převodovek SEW se jmenovitým momentem 90kNm
Příloha E:	Pracovní polohy čelních převodovek SEW
Příloha F:	Montážní plochy převodovek SEW
Příloha G:	Parametry spojky REXNORD
Příloha H:	Doporučené utahovací momenty pro šrouby z uhlíkové a legované oceli
Příloha I:	Parametry ložiska a ložiskového domku FAG
Příloha J:	3D model zdvihu výložníku
Příloha K:	3D model zdvihového vrátku

Seznam výkresové dokumentace

Číslo	Název	Druh	Velikost
DP-FS-KVM-626-01	Vrátek zdvihu výložníku	projekt	A1
DP-FS-KVM-626-02	Třecí spojka	sestava	A3
DP-FS-KVM-626-02K	Třecí spojka	kusovník	A4
DP-FS-KVM-626-03	Kotouč spojky 1	díl	A3
DP-FS-KVM-626-04	Kotouč spojky 2	díl	A3
DP-FS-KVM-626-05	Hřídel bubnu	díl	A3
DP-FS-KVM-626-06	Buben	sestava	A3
DP-FS-KVM-626-06K	Buben	kusovník	A4
DP-FS-KVM-626-07	Buben – svařenec	sestava	A3
DP-FS-KVM-626-07K	Buben – svařenec	kusovník	A4
DP-FS-KVM-626-08	Příložka	díl	A4
DP-FS-KVM-626-09	Čelo bubnu	sestava	A3
DP-FS-KVM-626-09K	Čelo bubnu	kusovník	A4
DP-FS-KVM-626-10	Válec bubnu	díl	A3
DP-FS-KVM-626-11	Plech čela bubnu	díl	A4
DP-FS-KVM-626-12	Výztuha čela bubnu	díl	A4

Příloha A: Shazovací vůz SV 1800H/01



1-výložník, 2-otočná část, 3-smyčková část, 4-náběžný díl


Příloha B: Technické parametry elektromotorů SIEMENS

Motory s rotorem nakrátko

Motory 1LG6 - základní řada

Motory šetřící energii - „Vysoká účinnost“ podle CEMEP,
stupeň ochrany krytem IP55, tepelná třída izolace F, 400 V, 50 Hz

Technická data pro výběr a objednávání

Jmeno- vitý výkon	Velikost	Objednací číslo Zkrácené označení (číslice) pro napětí a tvar viz tabulka níže	Třída účinnosti	Jmeno- vitá otáčky	Účinnost η 4/4 3/4 jmenovitého výkonu	Účinník $\cos \varphi$ při 4/4 3/4- jmenovitého výkonu	Jmeno- vitý proud při 400 V	Jmeno- vitý moment	Poměrný záběrný moment Při přímém spouštění na síť v násobcích jmenovitého momentu	Poměrný záběrný proud proudu	Poměrný moment zvratu momentu	Momen- tová třída KL	Momen- tové pásmo viz strana 2/12	Moment setrvač- nosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca	
kW				min ⁻¹	%	%	-	-	A	Nm	-	-	-	kgm ²	kg	
3000 min⁻¹, 2 pólové, 50 Hz																
22	180 M	1LG6 183-2AA.. ¹⁾ 1	2955	94,1	94,5	0,88	0,85	38,5	71	2,5	7,2	3,4	16	2	0,086	180
30	200 L	1LG6 206-2AA.. ¹⁾ 1	2960	93,5	93,4	0,88	0,85	53	97	2,4	7,0	3,3	16	2	0,151	225
37	200 L	1LG6 207-2AA.. ¹⁾ 1	2960	94,1	94,0	0,89	0,86	64	119	2,5	7,2	3,3	16	2	0,182	255
45	225 M	1LG6 223-2AA.. ¹⁾ 1	2965	94,9	95,1	0,89	0,87	77	145	2,5	7,3	3,2	16	2	0,266	330
55	250 M	1LG6 253-2AA.. ¹⁾ 1	2975	95,3	95,3	0,90	0,88	93	177	2,4	6,8	3,0	16	14	0,466	420
75	280 S	1LG6 280-2AB.. ¹⁾ 1	2975	95,2	95,2	0,89	0,87	128	241	2,5	7,0	3,0	13	14	0,832	530
90	280 M	1LG6 283-2AB.. ¹⁾ 1	2978	95,6	95,7	0,90	0,88	150	289	2,6	7,6	3,1	13	14	1,00	615
110	315 S	1LG6 310-2AB.. ¹⁾	2982	95,8	95,7	0,91	0,89	182	352	2,4	6,9	2,8	13	14	1,39	790
132	315 M	1LG6 313-2AB.. ¹⁾	2982	96,0	95,9	0,91	0,91	220	423	2,6	7,1	2,9	13	14	1,62	915
160	315 L	1LG6 316-2AB..	2982	96,4	96,4	0,92	0,91	260	512	2,5	7,1	2,9	13	14	2,09	1055
200	315 L	1LG6 317-2AB..	2982	96,5	96,5	0,93	0,92	320	641	2,5	6,9	2,8	13	14	2,46	1245
1500 min⁻¹, 4 pólové, 50Hz																
18,5	180 M	1LG6 183-4AA.. ¹⁾ 1	1470	92,6	93,2	0,83	0,78	34,5	120	2,5	6,4	3,0	16	3	0,122	155
22	180 L	1LG6 186-4AA.. ¹⁾ 1	1470	93,2	93,5	0,84	0,79	40,5	143	2,5	6,7	3,1	16	3	0,144	180
30	200 L	1LG6 207-4AA.. ¹⁾ 1	1470	93,3	93,4	0,85	0,80	55	195	2,6	6,7	3,3	16	3	0,234	225
37	225 S	1LG6 220-4AA.. ¹⁾ 1	1480	94,0	94,4	0,85	0,81	67	239	2,7	6,8	3,0	16	4	0,398	290
45	225 M	1LG6 223-4AA.. ¹⁾ 1	1480	94,5	94,7	0,85	0,82	81	290	2,8	6,9	3,0	16	4	0,486	330
55	250 M	1LG6 253-4AA.. ¹⁾ 1	1485	95,1	95,3	0,87	0,83	96	354	2,6	7,5	3,0	16	14	0,856	460
75	280 S	1LG6 280-4AA.. ¹⁾ 1	1485	95,1	95,2	0,87	0,84	130	482	2,5	6,8	2,9	16	14	1,39	575
90	280 M	1LG6 283-4AA.. ¹⁾ 1	1486	95,4	95,5	0,86	0,83	158	578	2,7	7,5	3,1	16	14	1,71	675
110	315 S	1LG6 310-4AA.. ¹⁾	1488	95,9	96,0	0,87	0,84	190	706	2,7	7,1	2,9	16	4	2,31	810
132	315 M	1LG6 313-4AA.. ¹⁾	1488	96,1	96,2	0,88	0,85	225	847	2,7	7,3	2,9	16	4	2,88	965
160	315 L	1LG6 316-4AA..	1490	96,3	96,4	0,88	0,85	275	1026	3,0	7,4	3,0	16	4	3,46	1105
200	315 L	1LG6 317-4AA..	1490	96,4	96,5	0,88	0,86	340	1282	3,2	7,6	3,0	16	4	4,22	1305
1000 min⁻¹, 6 pólové, 50Hz																
15	180 L	1LG6 186-6AA..	975	90,9	91,7	0,81	0,77	29,5	147	2,4	5,5	2,5	16	9	0,203	175
18,5	200 L	1LG6 206-6AA..	978	91,2	91,8	0,81	0,76	36	181	2,4	5,6	2,4	16	9	0,285	210
22	200 L	1LG6 207-6AA..	978	91,9	92,5	0,82	0,78	42	215	2,4	5,6	2,4	16	9	0,362	240
30	225 M	1LG6 223-6AA.. ¹⁾	980	93,2	93,7	0,83	0,80	56	292	2,8	6,5	2,9	16	9	0,629	325
37	250 M	1LG6 253-6AA..	985	93,7	94,1	0,83	0,79	69	359	2,9	6,8	2,5	16	4	0,934	405
45	280 S	1LG6 280-6AA..	988	94,4	94,6	0,85	0,81	81	435	3,0	6,8	2,7	16	4	1,37	520
55	280 M	1LG6 283-6AA..	988	94,6	94,8	0,85	0,81	99	532	3,3	7,3	2,9	16	4	1,65	570
75	315 S	1LG6 310-6AA..	990	95,0	95,0	0,83	0,79	138	723	2,8	7,3	3,0	16	4	2,50	760
90	315 M	1LG6 313-6AA..	990	95,3	95,4	0,85	0,81	160	868	2,7	7,3	2,9	16	4	3,20	935
110	315 L	1LG6 316-6AA..	990	95,6	95,7	0,85	0,82	196	1061	2,9	7,4	2,9	16	4	4,02	1010
132	315 L	1LG6 317-6AA..	990	95,8	95,8	0,85	0,82	235	1273	3,1	7,8	3,1	16	4	4,71	1180
750 min⁻¹, 8 pólové, 50Hz																
11	180 L	1LG6 186-8AB..	725	88,7	89,6	0,76	0,69	23,5	145	1,9	4,6	2,2	13	13	0,206	165
15	200 L	1LG6 207-8AB..	725	89,3	89,8	0,80	0,73	30,5	198	2,3	5,3	2,6	13	13	0,367	235
18,5	225 S	1LG6 220-8AB..	730	91,1	91,8	0,81	0,75	36	242	2,3	5,6	2,6	13	13	0,551	295
22	225 M	1LG6 223-8AB..	730	91,6	92,1	0,81	0,75	43	288	2,4	5,8	2,8	13	13	0,658	335
30	250 M	1LG6 253-8AB..	735	92,8	93,3	0,82	0,77	57	390	2,5	6,0	2,8	13	9	1,06	435
37	280 S	1LG6 280-8AB..	738	93,1	93,3	0,81	0,76	71	479	2,3	5,7	2,3	13	4	1,35	510
45	280 M	1LG6 283-8AB..	738	93,7	94,0	0,81	0,77	86	582	2,6	6,1	2,5	13	4	1,63	560
55	315 S	1LG6 310-8AB..	740	94,3	94,4	0,82	0,77	102	710	2,5	6,3	2,9	13	14	2,48	750
75	315 M	1LG6 313-8AB..	740	94,5	94,7	0,83	0,78	138	968	2,5	6,7	2,9	13	14	3,14	840
90	315 L	1LG6 316-8AB..	740	94,7	95,1	0,84	0,80	164	1161	2,4	6,3	2,8	13	14	3,95	1005
110	315 L	1LG6 317-8AB..	740	94,8	95,1	0,84	0,79	200	1420	2,4	6,4	2,6	13	14	4,52	1100

1) Pro síťové napětí 230 V jsou nutné paralelní příkody.

- Jmenovitý výkon platí pro trvalé zatížení dle ČSN EN 60034-1 při kmitočtu 50 Hz, teplotě okolí do 40°C a nadmořské výšce do 1000m.
- Motory snesou po dobu 2 min 1,5 násobek jmenovitýho proudu při jmenovitém napětí a jmenovitém kmitočtu.
- Motory 1LG6 ve standardním provedení je možné provozovat při teplotách okolí od -20°C do +55°C

Příloha C: Hodnoty součinitele provozu – F_{smin} , zatížení – F_F a spouštění – F_{start}
(z katalogu převodek SEW EURODRIVE pro návrh převodovky)

- Hodnoty provozního součinitele F_{smin}

Field of application	Type of application (driven machine)	Application-specific service factor F_{smin} Operating period / day		
		< 3 h	3-10 h	> 10 h
Waste water treatment	Impeller areator	-	1.80	2.00
	Thickeners	1.15	1.25	1.50
	Vacuum filters	1.15	1.30	1.50
	Collectors	1.15	1.25	1.50
	Screw pumps	-	1.30	1.50
	Brush areators	-	-	2.00
Mining	Crushers	1.55	1.75	2.00
	Screens and shakers	1.55	1.75	2.00
	Slewing drives	-	1.55	1.80
	Bucket wheel excavators	1)	1)	1)
Energy	Frequency inverters	-	1.80	2.00
	Water wheels (low speed)	-	-	1.70
	Water turbines	-	-	1)
Conveyors	Bucket elevators	-	1.40	1.50
	Vertical conveyors other	-	1.50	1.80
	Belt conveyors ≤ 100 kW	1.15	1.25	1.40
	Belt conveyors > 100 kW	1.15	1.30	1.50
	Apron feeders	-	1.25	1.50
	Screw feeders	1.15	1.25	1.50
	Shakers, screens	1.55	1.75	2.00
	Escalators	1.25	1.25	1.50
Rubber and plastic industry	Passenger lifts	1)	1)	1)
	Extruders (plastic)	-	1.40	1.60
	Extruders (rubber)	-	1.50	1.80
	Rubber rollers (two in a row)	1.55	1.75	2.00
	Rubber rollers (three in a row)	-	1.50	1.75
	Warming mills	1.35	1.50	1.75
	Calenders	-	1.65	1.65
	Mills	1.55	1.75	2.00
	Mixing mills	1)	1)	1)
	Slab rollers	1.55	1.75	2.00
	Refiners	1.55	1.75	2.00
	Tire machines	1)	1)	1)
Timber industry	Timber industry	1)	1)	1)
Cranes and hoists	Cranes and hoists	2)	2)	2)
Food industry	Crushers and mills	-	-	1.75
	Beet slicers	-	1.25	1.50
	Drying drums	-	1.25	1.50
Metal production and processing	Winders	-	1.60	1.75
	Slitters	1.55	1.75	2.00
	Table conveyors, individual drives	1)	1)	1)
	Table conveyors, group drives	1)	1)	1)
	Table conveyors, reciprocating	1)	1)	1)
	Wire drawing machines	1.35	1.50	1.75
	Rollers	1)	1)	1)

- Hodnoty součinitele zatížení F_F

Peak load factor F_F

The peak load factor F_F takes account of the overload capacity of the gearing and the rotating parts.

Peak factor F_F					
Frequency of peak load per hour					
1...5	6...20	21...40	41...80	81...160	> 160
1.0	1.2	1.3	1.5	1.75	2.0

- Hodnoty součinitele spouštění F_{start}

















Startup factor F_{start}



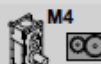















The startup factor F_{start} takes account of the overload caused by startup.



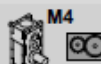















Startup mode	Startup factor F_{start}
Direct	3.0
Soft start	1.8
Frequency inverter	1.5...2.0 ¹⁾
Star / delta	1.3
Hydraulic coupling without delay chamber	2.0
Hydraulic coupling with delay chamber	1.6

1) Dependent on setting

Příloha D: Parametry převodovek SEW se jmenovitým momentem 90kNm

X.F210...n ₁ = 1000 1/min																	90 kNm		
				P _{TH} [kW] 20 °C															
i _N	n ₂	M _{H2}	P _{N1}													 M1 M5 M4			
																			
7.1	137	75.5	1111	320	540	930	590	790	*)	*)	800	710	930	*)	405	1000	465	690	X2F.. 274 326 350
8	121	79.3	1030	305	510	870	560	740	*)	*)	770	690	890	*)	390	960	450	660	
9	111	81.1	962	310	500	810	530	710	*)	305	840	750	930	*)	445	950	480	680	
10	98	84.2	882	310	495	760	520	690	*)	315	830	720	900	235	445	940	470	660	
11.2	88	86.8	815	305	480	690	485	650	*)	390	840	730	900	270	465	910	470	650	
12.5	77	90.0	747	305	475	660	470	630	190	390	830	700	870	270	460	890	455	630	
14	70	90.0	672	305	475	620	460	620	250	440	850	720	880	300	485	890	460	640	
16	61	90.0	593	300	470	590	445	600	250	435	830	690	850	295	480	870	445	620	
18	54	90.0	524	275	425	510	395	540	260	425	770	620	770	285	445	790	405	560	
20	48	90.0	462	280	400	465	365	500	245	400	720	570	710	270	420	740	375	520	
22.4	43	88.0	407	190	295	320	255	355	170	285	500	380	480	195	305	520	255	365	X3F.. 280 330 354
25	38	90.0	368	190	290	310	250	345	170	280	490	365	465	190	300	510	250	355	
28	34	90.0	333	180	270	280	230	320	165	265	455	335	430	180	285	470	230	330	
31.5	30	90.0	294	175	270	265	225	310	160	265	445	325	415	180	280	460	225	325	
35.5	27	90.0	269	170	260	250	210	300	155	255	425	305	395	175	270	440	215	310	
40	24	90.0	237	165	255	240	205	290	155	250	415	295	385	170	265	425	210	305	
45	23	90.0	220	160	245	225	195	275	165	255	400	285	370	170	260	405	205	290	
50	20	90.0	194	155	235	210	185	265	155	245	380	270	350	165	250	385	195	280	
56	18	90.0	178	160	235	210	190	265	160	245	380	270	350	165	255	385	195	280	
63	16	90.0	157	150	225	200	180	250	155	235	360	250	330	160	240	365	185	270	
71	14	90.0	134	140	210	175	165	230	150	220	330	230	300	150	225	335	175	245	X4F.. 288 334 358
80	12	90.0	118	140	205	170	160	225	145	220	320	220	290	150	220	325	170	240	
90	11	90.0	108	135	200	165	150	215	140	210	310	210	280	145	215	310	160	230	
100	9.8	90.0	95	130	195	160	150	210	140	210	300	205	270	140	210	305	160	225	
112	8.9	90.0	88	110	-	-	120	-	120	-	-	155	-	120	-	-	130	-	
125	7.8	90.0	78	110	-	-	115	-	115	-	-	150	-	115	-	-	125	-	
140	7.2	90.0	71	105	-	-	115	-	115	-	-	145	-	115	-	-	125	-	
160	6.3	90.0	63	105	-	-	110	-	110	-	-	145	-	115	-	-	120	-	
180	5.8	90.0	57	98	-	-	105	-	105	-	-	130	-	105	-	-	115	-	
200	5.1	90.0	51	98	-	-	105	-	105	-	-	130	-	105	-	-	110	-	
224	4.4	90.0	44	88	-	-	93	-	95	-	-	115	-	95	-	-	100	-	
250	3.9	90.0	39	86	-	-	91	-	93	-	-	115	-	94	-	-	98	-	
280	3.6	90.0	35	85	-	-	89	-	92	-	-	110	-	92	-	-	97	-	
315	3.1	90.0	31	84	-	-	88	-	90	-	-	105	-	91	-	-	95	-	
355	2.9	90.0	29	79	-	-	82	-	85	-	-	100	-	85	-	-	89	-	
400	2.5	90.0	25	77	-	-	80	-	83	-	-	96	-	83	-	-	86	-	
X.F210...n ₁ = 1200 1/min																	90 kNm		
7.1	165	75.5	1333	*)	560	940	580	820	*)	*)	485	385	650	*)	*)	890	*)	570	X2F.. 274 326 350
8	145	79.3	1236	*)	530	880	550	780	*)	*)	485	390	650	*)	*)	850	*)	560	
9	133	81.1	1155	300	530	860	550	760	*)	*)	690	610	840	*)	380	920	405	650	
10	117	84.2	1059	300	520	850	540	750	*)	*)	700	620	850	*)	390	920	415	650	
11.2	105	86.8	979	300	510	770	510	710	*)	300	790	700	900	*)	450	920	450	670	
12.5	93	90.0	896	300	510	730	495	690	*)	310	780	670	870	*)	450	900	435	650	
14	84	90.0	808	305	510	690	485	680	*)	405	840	720	920	260	490	920	460	670	
16	74	90.0	712	300	500	650	470	660	*)	405	830	690	890	260	485	900	445	650	
18	65	90.0	628	275	455	580	415	580	220	420	780	640	820	265	465	820	415	600	
20	57	90.0	555	280	430	510	385	540	210	400	730	590	760	255	440	770	385	560	
22.4	51	88.0	489	195	315	350	270	385	135	275	500	385	510	180	315	540	255	385	X3F.. 280 330 354
25	45	90.0	442	190	315	335	260	380	135	275	490	370	490	180	315	520	250	380	
28	41	90.0	399	180	295	305	240	350	135	265	460	340	455	170	295	490	230	355	
31.5	36	90.0	353	180	290	290	235	340	135	260	445	325	440	170	290	475	225	345	
35.5	33	90.0	322	170	280	270	220	325	135	255	430	310	415	165	285	455	215	330	
40	29	90.0	285	170	275	260	215	320	130	250	420	295	405	160	280	445	210	320	
45	27	90.0	264	165	265	245	210	305	160	265	415	300	400	170	280	425	215	315	
50	24	90.0	233	160	255	230	200	290	160	255	395	280	375	165	265	405	200	300	
56	22	90.0	213	165	260	225	200	290	155	260	395	280	375	170	270	410	205	305	
63	19	90.0	188	155	245	215	190	275	150	250	375	265	355	160	260	385	195	290	
71	16	90.0	161	145	230	190	170	250	150	240	350	245	330	155	245	355	180	270	X4F.. 288 334 358
80	15	90.0	142	145	225	185	165	245	150	235	340	235	320	155	240	345	175	260	
90	13	90.0	130	140	215	175	160	235	145	230	325	225	305	150	235	330	170	255	
100	12	90.0	115	135	215	170	155	230	140	225	320	215	295	145	230	320	165	245	
112	11	90.0	105	115	-	-	130	-	125	-	-	165	-	125	-	-	135	-	
125	9.4	90.0	93	110	-	-	125	-	120	-	-	160	-	120	-	-	130	-	
140	8.8	90.0	85	110	-	-	120	-	115	-	-	155	-	120	-	-	130	-	
160	7.6	90.0	75	110	-	-	120	-	115	-	-	150	-	115	-	-	125	-	
180	7.0	90.0	69	100	-	-	110	-	110	-	-	140	-	110	-	-	120	-	
200	6.1	90.0	61	100	-	-	110	-	105	-	-	135	-	110	-	-	115	-	
224	5.3	90.0	52	92	-	-	98	-	99	-	-	125	-	100	-	-	105	-	
250	4.7	90.0	46	91	-	-	96	-	97	-	-	120	-	98	-	-	105	-	
280	4.3	90.0	42	89	-	-	94	-	96	-	-	115	-	97	-	-	100	-	
315	3.8	90.0	37	88	-	-	92	-	94	-	-	115	-	95	-	-	99	-	
355	3.5	90.0	34	83	-	-	87	-	89	-	-	105	-	90	-	-	94	-	
400	3.1	90.0	30	80	-	-	84	-	86	-	-	100	-	87	-	-	91	-	

X.F210...n ₁ = 1500 1/min																	90 kNm			
				P _{TH} [kW] 20 °C																
i _N	n ₂ [min ⁻¹]	M _{N2} [kNm]	P _{N1} [kW]																	
																				
7.1	206	75.5	1867	*)	560	940	540	850	*)	*)	*)	*)	*)	*)	520	*)	*)	X2F.. 274 326 350		
8	182	79.3	1545	*)	540	880	520	800	*)	*)	*)	*)	*)	*)	530	*)	*)			
9	166	81.1	1444	*)	550	870	530	800	*)	*)	*)	*)	*)	*)	740	*)	*)			
10	146	84.2	1323	*)	550	870	530	790	*)	*)	*)	*)	*)	*)	760	*)	*)			
11.2	131	86.8	1223	*)	550	840	530	770	*)	*)	580	500	770	*)	360	860	340		620	
12.5	116	90.0	1120	280	540	830	520	760	*)	*)	590	510	770	*)	365	860	350		630	
14	104	90.0	1008	290	550	780	510	750	*)	275	760	660	910	*)	480	920	420		690	
16	92	90.0	890	290	540	740	495	730	*)	280	740	630	880	*)	480	900	405		670	
18	81	90.0	785	270	495	630	440	650	*)	375	760	640	880	215	470	840	405		640	
20	72	90.0	694	255	465	570	405	600	*)	360	710	580	790	205	445	790	375		590	
22.4	64	88.0	611	190	345	390	280	430	*)	230	465	350	510	*)	315	540	235	400		
25	56	90.0	552	190	340	375	275	420	*)	225	455	335	490	140	310	530	225	390		
28	51	90.0	499	180	320	335	255	390	*)	230	435	315	460	140	300	495	215	385		
31.5	45	90.0	441	175	315	320	245	380	*)	225	420	300	440	135	295	485	210	355		
35.5	41	90.0	403	170	305	295	235	360	*)	230	410	285	425	135	285	465	200	345		
40	36	90.0	356	170	300	285	225	350	*)	225	400	275	410	135	285	450	195	335		
45	34	90.0	330	170	290	270	220	340	135	275	425	310	430	165	300	450	215	345		
50	30	90.0	291	165	280	250	210	320	130	260	405	290	405	160	285	425	205	330		
56	27	90.0	266	165	285	250	210	325	135	270	410	285	405	165	290	430	205	330		
63	24	90.0	235	160	275	230	200	310	130	255	385	270	385	155	280	410	195	315		
71	21	90.0	201	150	255	210	185	280	150	260	370	260	365	160	270	380	190	300		
80	18	90.0	177	150	250	200	180	275	145	255	360	250	355	155	265	370	185	290		
90	17	90.0	162	145	240	190	170	265	140	250	345	240	335	150	255	355	175	280		
100	15	90.0	143	140	235	185	165	260	140	245	335	230	325	150	250	345	175	275		
112	13	90.0	132	120	-	-	135	-	125	-	-	175	-	130	-	-	145	-	X4F.. 286 334 358	
125	12	90.0	116	115	-	-	130	-	120	-	-	165	-	125	-	-	135	-		
140	11	90.0	108	115	-	-	130	-	120	-	-	165	-	125	-	-	135	-		
160	9.5	90.0	94	115	-	-	125	-	115	-	-	160	-	120	-	-	130	-		
180	8.7	90.0	86	105	-	-	115	-	110	-	-	145	-	115	-	-	125	-		
200	7.7	90.0	76	105	-	-	115	-	110	-	-	140	-	110	-	-	120	-		
224	6.6	90.0	66	97	-	-	105	-	105	-	-	130	-	105	-	-	110	-		
250	5.9	90.0	58	96	-	-	100	-	100	-	-	130	-	105	-	-	110	-		
280	5.3	90.0	53	94	-	-	100	-	100	-	-	125	-	100	-	-	110	-		
315	4.7	90.0	47	93	-	-	98	-	99	-	-	120	-	100	-	-	105	-		
355	4.3	90.0	43	87	-	-	92	-	93	-	-	115	-	94	-	-	99	-		
400	3.8	90.0	38	85	-	-	89	-	90	-	-	110	-	91	-	-	96	-		

X.F210...n ₁ = 1800 1/min																	90 kNm		
i _N	n ₂ [min ⁻¹]	M _{N2} [kNm]	P _{N1} [kW]																
																			
7.1	247	71.4	1891	*)	540	900	475	840	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)	X2F.. 274 326 350	
8	218	75.0	1753	*)	520	850	455	800	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)		
9	199	76.7	1638	*)	560	870	500	820	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)		
10	176	79.6	1501	*)	560	860	500	810	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)	*)		
11.2	158	82.1	1388	*)	560	850	510	800	*)	*)	*)	*)	*)	*)	395	890	*)		470
12.5	139	84.8	1267	*)	560	840	510	800	*)	*)	*)	*)	*)	*)	435	700	*)		480
14	125	85.6	1150	*)	570	840	520	800	*)	*)	550	460	780	*)	370	850	315		640
16	111	86.8	1030	265	560	810	510	780	*)	*)	550	455	760	*)	375	840	310		630
18	98	88.0	922	250	520	690	450	700	*)	265	680	570	840	*)	440	830	365		640
20	86	90.0	832	240	490	620	415	650	*)	260	640	520	770	*)	420	780	335		600
22.4	77	83.2	693	180	365	425	290	465	*)	*)	380	265	455	*)	280	520	185	385	
25	68	85.1	626	180	360	405	280	455	*)	*)	370	250	440	*)	280	510	175	375	
28	61	86.0	573	175	340	365	260	420	*)	145	365	245	420	*)	275	480	175	360	
31.5	54	88.8	522	170	335	345	250	410	*)	145	355	230	405	*)	275	470	170	350	
35.5	49	90.0	484	165	325	320	240	390	*)	160	350	225	395	*)	270	450	165	340	
40	44	90.0	427	165	320	305	230	380	*)	155	340	210	375	*)	265	440	160	330	
45	41	90.0	396	170	315	290	230	370	*)	265	420	300	445	150	310	460	210	365	
50	36	90.0	350	165	300	270	220	350	92	250	395	280	420	145	295	440	195	345	
56	33	90.0	320	170	305	265	220	355	99	260	400	280	420	150	300	440	200	350	
63	29	90.0	282	160	295	250	205	335	95	250	380	260	395	140	290	420	190	330	
71	25	90.0	241	155	275	225	190	310	140	275	380	270	395	155	290	395	195	320	
80	22	90.0	213	150	270	215	185	300	140	270	370	260	380	155	285	385	190	315	
90	20	90.0	195	145	260	205	180	290	135	260	355	245	365	150	275	370	180	300	
100	18	90.0	172	145	255	195	175	285	130	255	350	235	350	145	270	360	175	295	
112	16	85.1	149	125	-	-	140	-	120	-	-	180	-	130	-	-	145	-	X4F.. 286 334 358
125	14	90.0	140	120	-	-	135	-	115	-	-	170	-	125	-	-	140	-	
140	13	90.0	128	120	-	-	135	-	115	-	-	165	-	125	-	-	135	-	
160	11	90.0	113	115	-	-	130	-	110	-	-	160	-	120	-	-	135	-	
180	10	90.0	103	110	-	-	120	-	105	-	-	150	-	115	-	-	125	-	
200	9.2	90.0	91	110	-	-	120	-	105	-	-	145	-	115	-	-	125	-	
224	8.0	90.0	79	100	-	-	110	-	105	-	-	140	-	110	-	-	115	-	
250	7.0	90.0	69	99	-	-	105	-	105	-	-	135	-	105	-	-	115	-	
280	6.4	90.0	63	98	-	-	105	-	105	-	-	130	-	105	-	-	110	-	
315	5.7	90.0	56	96	-	-	105	-	100	-	-	130	-	105	-	-	110	-	
355	5.2	90.0	51	91	-	-	97	-	95	-									

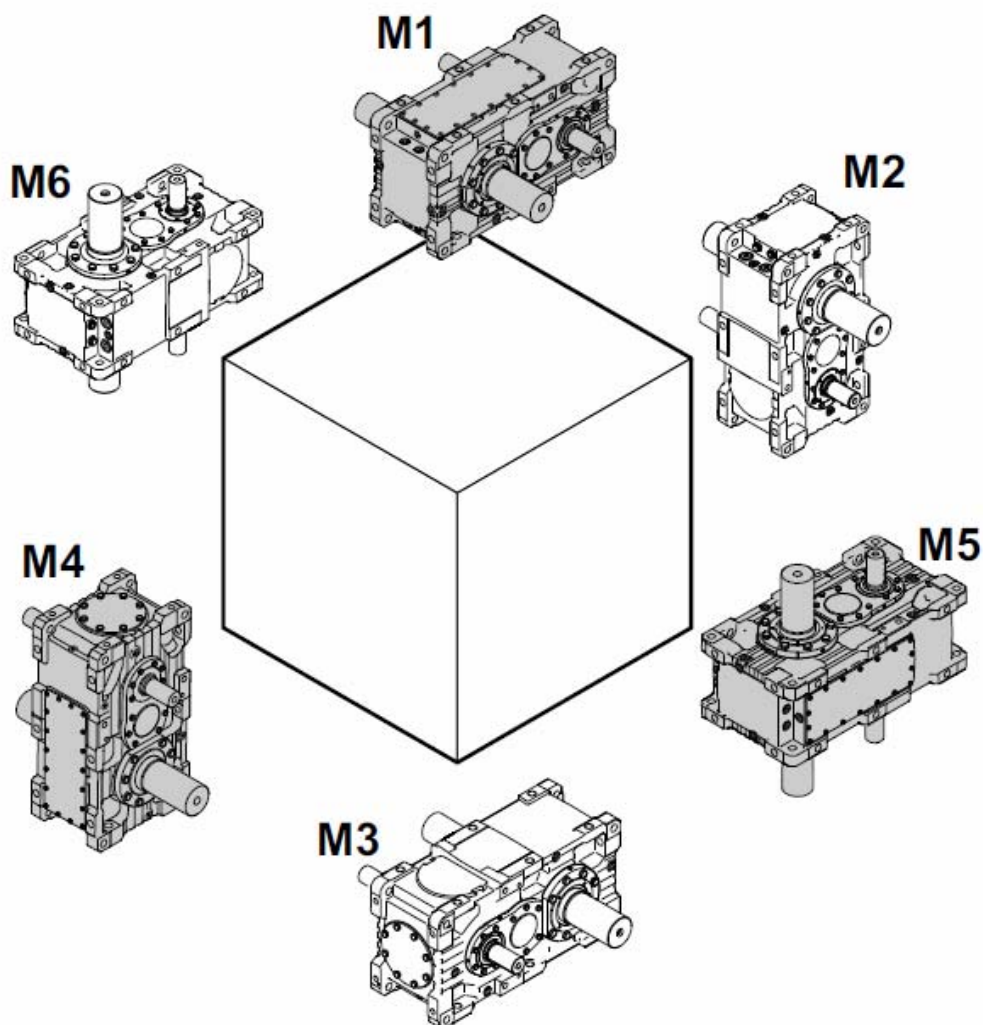
Příloha E: Pracovní polohy čelních převodovek SEW

The mounting position defines the spatial orientation of the gear unit housing and is designated **M1...M6**.

The table below shows the mounting positions.

	Standard mounting position (shown in gray in the illustration below).	Alternative mounting position
Horizontal gear units	M1	M3
Vertical gear units	M5	M6
Upright gear units	M4	M2

With alternative mounting positions there might be limitations regarding certain options. Contact SEW-EURODRIVE in this case.

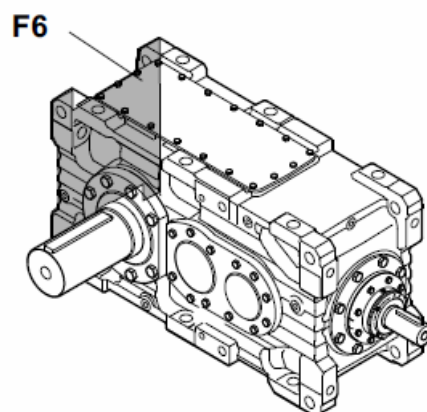
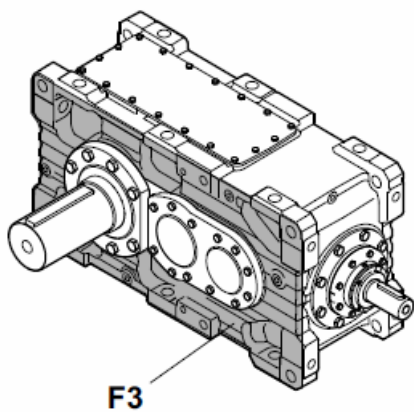
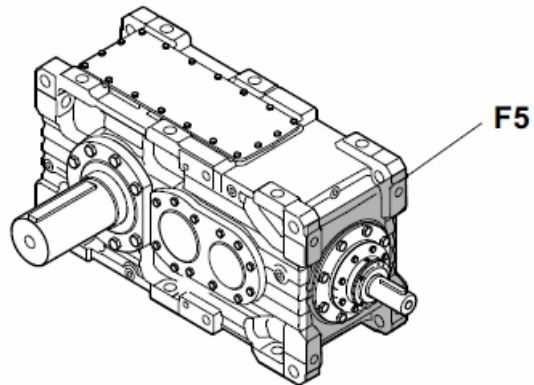
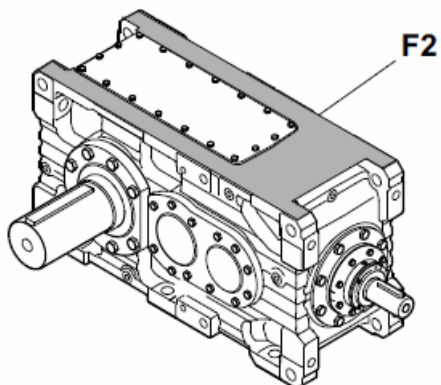
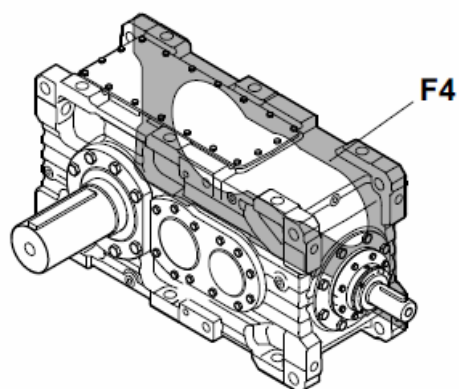
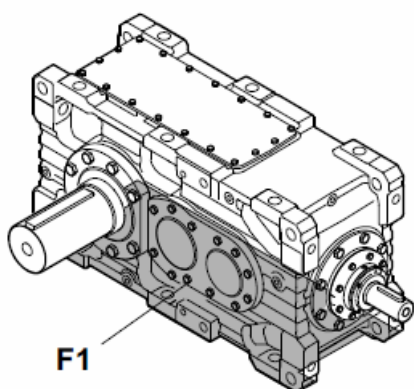


Příloha F: Montážní plochy převodovek SEW

The mounting surface is defined as the surface(s) of a gear unit with

- Foot mounting (X.... /B) or
 - Flange mounting (X.... /F),
- on which the gear unit is mounted.

SEW-EURODRIVE defines **6** different mounting surfaces (designation **F1F6**).



Příloha G: Parametry spojky REXNORD

Rex[®] Omega[™]

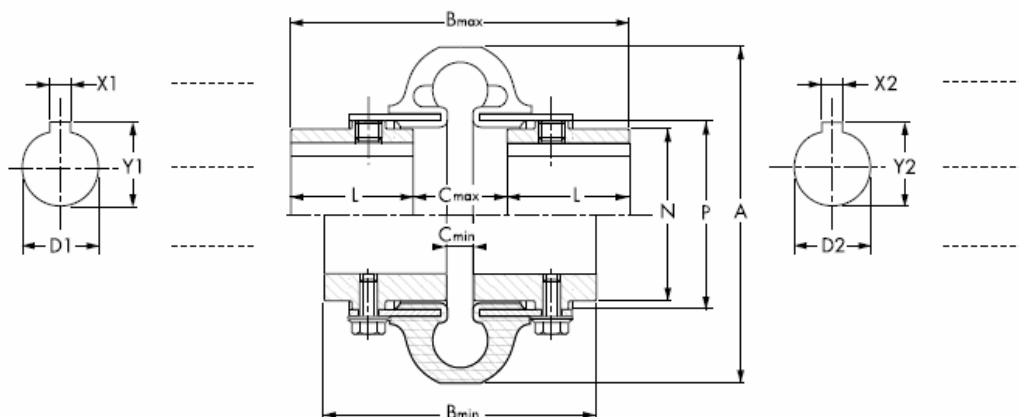
89201efd251c

E			
	Standard version	Version standard	Normalausführung
2 ▶ 140	Size	Taille	Baugröße
- / SS / SS2	Shoes & capscrews material	Matière des coquilles & vis	Schalen- & Schraubenwerkstoff
M	Metric	Métrique	Metrisch
SHRB / SHCB	Solid hubs	Moyeux pleins	Vollnaben
STD / STL	Hubs material	Matière des moyeux	Nabenwerkstoff

The user is responsible for the provision of safety guards and correct installation of all equipment.
Certified dimensions available upon request.

Les dispositifs de protection doivent être prévus par l'utilisateur. Celui-ci est responsable de l'installation correcte de l'ensemble.
Dimensions définitives sur demande.

Der Benutzer ist verantwortlich für die Beistellung der Schutzhauben und das fachgemäße Aufstellen der gesamten Ausrüstung.
Verbindliche Maße auf Wunsch.



Remarks :

Unless specified on the order draft, couplings are delivered without boring.
(1) For speeds > nmax : consult factory.
(2) Maximum bores for keyways as per ISO R773.
(3) For maximum bore.

Remarques :
Sans indication à la commande, les accouplements sont livrés non alésés.
(1) Pour des vitesses > nmax : nous consulter.
(2) Alésages maximum pour rainures suivant ISO R773.
(3) Pour alésage maximum.

Size Taille Baugröße	T _N (Nm) 9550 · kW min ⁻¹	n _{max} min ⁻¹ (1)	D1 D2 min.	D1 D2 max.	A	B min.	B max.	C min.	C max.	L	N	P	J kgm ² (3)	m kg (3)
2	22	7 500	13	28	89	84	94	36	46	24	38	47	0,00032	0,5
3	41	7 500	13	34	102	84	122	8	46	38	50	59	0,00073	1,0
4	62	7 500	13	42	116	84	122	8	46	38	57	66	0,0012	1,3
5	105	7 500	13	48	137	97	147	8	59	44	70	80	0,0032	2,3
10	164	7 500	13	55	162	97	147	8	59	44	84	93	0,0064	3,4
20	280	6 000	19	60	184	113	165	13	65	50	102	114	0,016	6,8
30	412	5 000	19	75	210	125	182	12	69	58	118	138	0,034	10
40	622	5 000	19	85	241	135	202	8	75	63	146	168	0,080	17
50	884	4 200	26	90	279	151	230	11	91	70	152	207	0,158	24
60	1 412	3 800	26	105	318	173	262	8	97	82	165	222	0,268	34
70	2 490	3 800	32	120	356	189	281	18	109	85	175	235	0,366	39
80	4 480	2 000	32	155	406	245	377	17	149	114	240	286	1,054	77
100	9 600	1 900	42	171	533	324	375	44	95	140	267	359	2,19	95
120	19 200	1 800	48	190	635	362	429	57	124	152	305	448	2,93	163
140	38 400	1 500	48	229	762	432	483	76	127	178	381	530	4,0	280

* pro výpočet odpovídá označení jmenovité hodnoty krouticího momentu spojky $T_N = M_{NSI} [Nm]$

Příloha H: Doporučené utahovací momenty pro šrouby z uhlíkové a legované oceli

DOPORUČENÉ UTAHOVACÍ MOMENTY PRO ŠROUBY Z UHLÍKOVÉ A LEGOVANÉ OCELI

Maximální utahovací momenty pro šrouby s metrickým závitem, odpovídající 85 % R_e pro součinitele tření $\mu = 0,15$

M_U – utahovací moment (N · m)

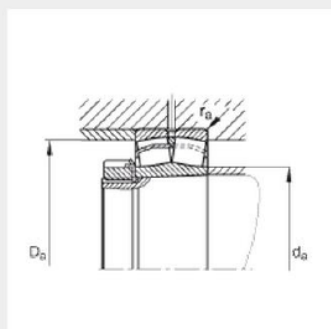
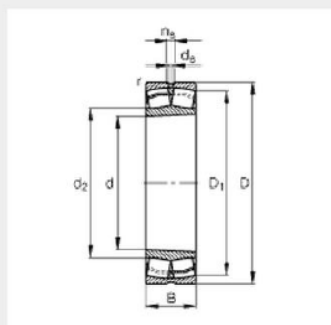
F_o – osová síla ve šroubu (N)

Pevnostní třída R_e (N · mm ⁻²)	4.6		4.8		5.6		5.8		6.8		8.8		9.8		10.9		12.9		
	400		400		500		500		600		800		900		1 000		1 200		
	240		320		300		400		480		640		720		900		1 080		
Jmenovitý průměr	Roztáč. průměr	M_U (N · m)	F_o (N)	M_U (N · m)	F_o (N)	M_U (N · m)	F_o (N)	M_U (N · m)	F_o (N)	M_U (N · m)	F_o (N)	M_U (N · m)	F_o (N)	M_U (N · m)	F_o (N)	M_U (N · m)	F_o (N)		
M6	1	3,7	3 113	5,2	4 410	4,6	3 891	6,4	5 448	7,3	6 226	9,7	8 302	11	9 028	14,3	12 194	16,7	14 269
M8	1,25	9,2	5 776	13	8 097	11,5	7 145	16,1	10 003	18,3	11 432	24,5	15 242	27,5	17 142	35,9	22 388	42	26 198
M10	1,5	18,2	9 103	25,7	12 896	22,7	11 379	31,8	15 930	36,3	18 206	48,4	24 275	55	27 307	71	35 655	83	41 724
M12	1,75	31,4	13 725	44,4	18 806	39,2	16 594	54,9	23 231	63	26 550	84	35 401	94	39 827	123	51 995	144	60 845
M14	2	50	18 231	71	25 828	63	22 789	88	31 905	100	36 463	133	48 618	150	54 559	196	71 408	229	83 563
M16	2	78	25 108	110,9	35 569	98	37 385	137	43 939	156	50 216	209	66 955	235	75 408	307	98 340	359	115 079
M18	2,5	107	30 499	152	43 207	134	38 123	188	53 373	214	60 998	286	81 330	322	91 342	420	119 454	492	130 787
M20	2,5	152	39 231	216	55 578	190	49 039	266	68 655	304	78 463	406	104 617	457	117 732	596	153 657	698	179 811
M22	2,5	209	49 061	297	69 503	262	61 326	366	85 357	419	98 123	588	130 830	628	147 034	820	192 157	960	224 865
M24	3	262	56 493	371	80 032	328	70 616	459	98 363	524	112 986	699	150 649	787	169 593	1 027	221 266	1 202	258 928
M27	3	389	74 434	551	105 488	486	93 042	681	130 259	778	148 868	1 038	198 491	1 168	223 135	1 524	291 534	1 784	341 157
M30	3,5	528	90 436	748	128 118	660	113 045	924	158 263	1 056	180 872	1 408	241 163	1 585	271 380	2 069	354 309	2 421	414 500
M33	3,5	717	112 807	1 017	159 810	897	141 009	1 256	197 412	1 436	225 614	1 914	300 819	2 153	338 496	2 811	441 828	3 290	517 033
M36	4	921	132 327	1 304	187 464	1 151	165 409	1 612	231 573	1 842	264 655	2 456	352 873	2 763	396 991	3 607	518 282	4 221	606 501
M39	4	1 196	159 128	1 695	225 432	1 496	198 910	2 094	278 474	2 393	318 257	3 191	424 342	3 590	477 373	4 686	623 253	5 484	729 339
M42	4,5	1 474	182 038	2 088	257 887	1 843	227 548	2 580	318 567	2 948	364 076	3 931	485 435	4 422	546 114	5 773	772 983	6 756	834 342
M45	4,5	1 847	213 357	2 617	302 256	2 369	266 697	3 232	373 375	3 694	426 715	4 925	568 953	5 541	640 072	7 234	835 650	8 465	977 888
M48	5	2 230	230 893	3 159	339 849	2 788	299 867	3 903	419 813	4 461	479 787	5 948	639 716	6 691	719 680	8 736	939 582	10 222	1 099 511
M52	5	2 872	287 909	4 069	407 871	3 590	359 886	5 027	503 841	5 745	575 818	7 661	767 757	8 618	863 727	11 251	1 127 644	13 166	1 319 583
M56	5,5	3 578	332 395	5 069	470 892	4 473	415 493	6 262	581 690	7 157	664 789	9 543	886 385	10 735	997 184	14 016	1 301 879	16 401	1 523 475
M60	5,5	4 442	388 266	6 294	550 044	5 553	485 333	7 775	679 466	8 885	776 532	11 847	1 035 376	13 328	1 164 798	17 400	1 520 709	20 362	1 779 553
M64	6	5 347	439 205	7 575	622 207	6 684	549 006	9 358	768 609	10 694	878 410	14 259	1 171 213	16 041	1 317 615	20 943	1 720 220	24 508	2 013 023
M68	6	6 470	503 456	9 166	713 230	8 088	629 321	11 323	881 049	12 940	1 006 913	17 253	1 342 550	17 792	1 384 505	25 341	1 971 871	29 655	2 307 509
M72	6	7 742	672 187	10 969	810 599	9 678	715 234	13 550	1 001 328	15 486	1 144 375	20 647	1 525 833	21 293	1 573 516	30 326	2 241 968	35 488	2 622 526
M76	6	9 167	645 181	12 987	914 007	11 459	806 477	16 042	1 129 067	18 334	1 290 363	24 446	1 720 483	25 210	1 774 249	35 905	2 526 960	42 016	2 957 081
M80	6	10 759	722 656	15 243	1 023 762	13 450	903 319	18 830	1 264 647	21 520	1 445 311	28 693	1 927 082	29 589	1 987 303	42 143	2 830 401	49 316	3 312 171
M80	6	10 401	825 321	14 745	1 169 205	13 001	1 031 651	18 202	1 444 311	29 802	1 650 462	27 736	2 200 856	28 603	2 269 632	40 737	3 232 507	47 672	3 782 721
M90	6	15 586	935 141	22 080	1 324 782	19 483	1 168 926	27 276	1 636 496	31 772	1 870 281	41 563	2 403 708	42 862	2 571 637	61 046	3 662 634	71 437	4 286 061

Příloha I: Parametry ložiska a ložiskového domku FAG

Spherical roller bearings 23232-E1-K-TVPB

main dimensions to DIN 635-2, with tapered bore, taper 1:12



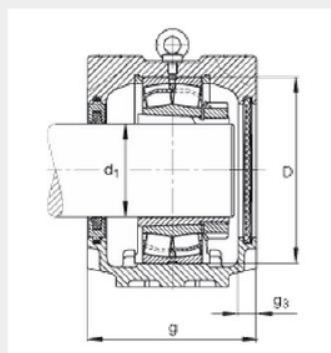
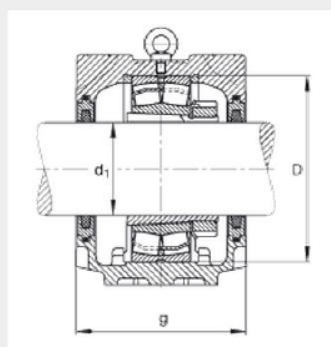
d	160 mm
D	290 mm
B	104 mm
D₁	249,3 mm
D_a max	276 mm
d₂	186,7 mm
d_a min	174 mm
d_s	8 mm
n_s	15 mm
r_a max	2,5 mm
r_{min}	3 mm

m	27,7 kg	Mass
C_r	1460000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,34	
Y₁	2	
Y₂	2,98	
C_{0r}	1910000 N	Basic static load rating, radial
Y₀	1,96	
n_G	2200 1/min	Limiting speed
n_B	1280 1/min	Reference speed
C_{ur}	146000 N	Fatigue limit load, radial

Plummer block housings SNV290-L + 23232-E1-K-TVPB + H2332 + FSV532

main dimensions to DIN 736/DIN737, split, for spherical roller bearings with tapered bore and adapter sleeve, with felt seals, for grease and oil lubrication

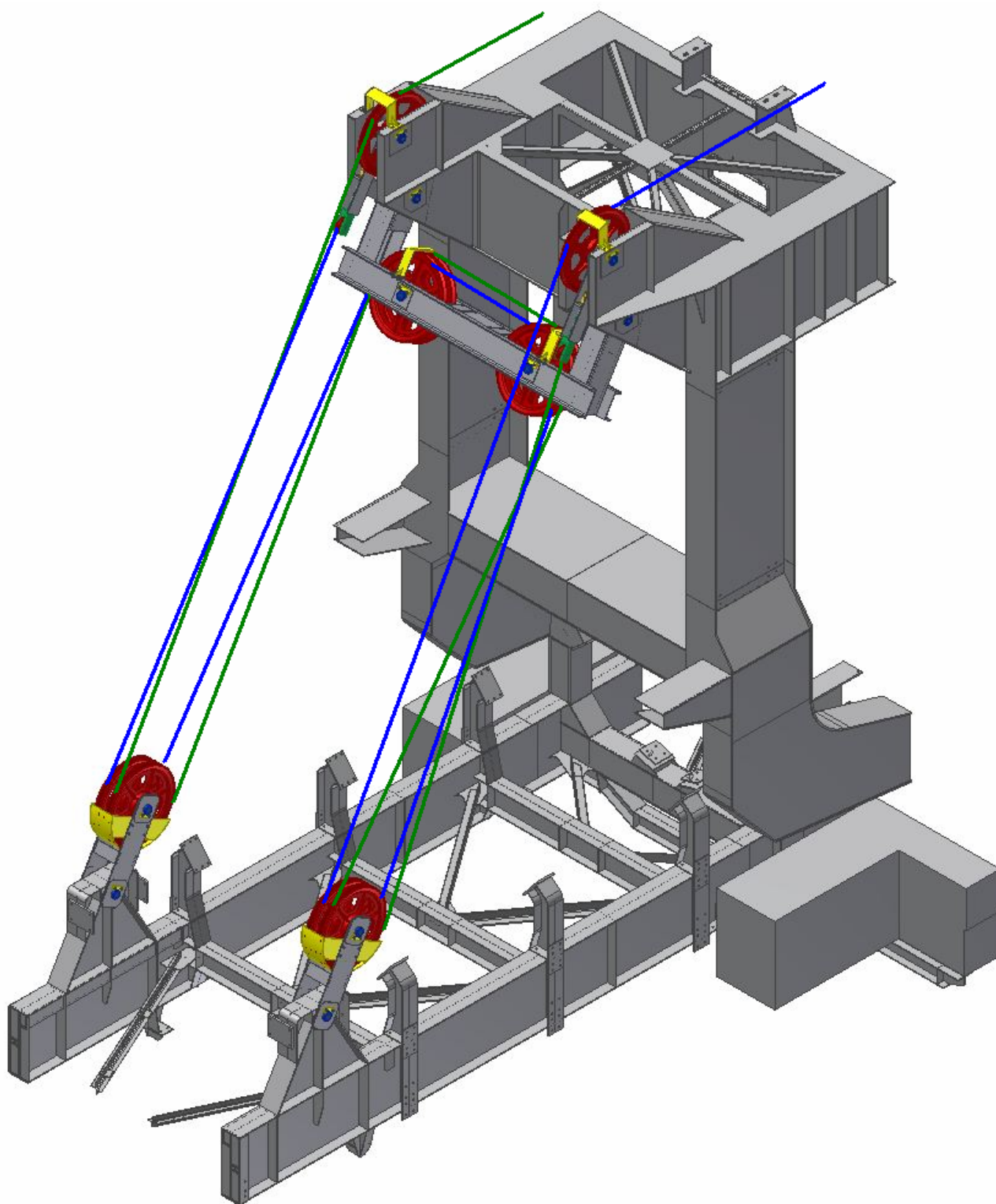
Accessories



a	550 mm
h₁	351 mm
g	225 mm
b	160 mm
c	60 mm
D	290 mm
d₁	140 mm
g₃	18 mm
h	170 mm
m	470 mm
s	M30 mm
s	1 1/4 inch
u	35 mm
v	42 mm

m₁	53,8 kg	Mass, housing
	23232-E1-K-TVPB	Designation, bearing
	H2332	Mass, adapter sleeve
	FRM290/5	Designation, locating ring
	FSV532	Designation, felt seal
	DKV290	Designation, cover
	SNV. K	Designation, housing series

Příloha J: 3D model zdvihu výložníku



Příloha K: 3D model zdvihového vrátku

